

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra pružnosti a pevnosti

Koncepční návrh úprav zkušebního stroje pro výzkum kontaktní únavy

Concept of Modification of Test Machine for Rolling Contact Fatigue Research

Studijní obor: 3901T001 Aplikovaná mechanika

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Halama, PhD.

Konzultant: doc. Ing. Leo Václavek, CSc.

Student: Bc. Michal Šofer

Ostrava 2009

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

(podpis studenta)

Adresa trvalého pobytu:

Michal Šofer

Svornosti 1656/17

Hlučín 748 01

Prohlášení

Děkuji svému školiteli Ing. Radimovi Halamovi PhD. Svému otci a zaměstnancům z katedry pružnosti a pevnosti Fakulty Strojní VŠB-TU v Ostravě za cenné rady a připomínky poskytované v průběhu řešení diplomové práce. Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠOFER, M. Koncepční návrh úprav zkušebního stroje pro výzkum kontaktní únavy. Ostrava : katedra pružnosti a pevnosti, fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 49 s. Diplomová práce, vedoucí: Halama, R.

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem úprav zkušebního stroje pro výzkum kontaktní únavy. Vzhledem k současným požadavkům však byla navrhována zcela nová koncepce zkušebního stroje za cílem provádět únavové zkoušky v širším rozsahu nastavitelných parametrů, konkrétně skluzu, otáček a rozdílných průměrů obou vzorků. Předložená práce popisuje postup návrhu daného zkušebního stroje, zejména v oblasti samotného uspořádání, volby pohonné jednotky a realizace přitlačné síly.

ANNOTATION OF THESIS

ŠOFER, M. Concept of Modification of Test Machine for Rolling Contact Fatigue Research. Ostrava: Department of Mechanics of Materials, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University Ostrava, 2009, 49 p. Thesis, head: Halama, R.

The submitted thesis deals with concept of modification of test machine for rolling contact fatigue research. With regard to current requirements, new conception of test machine has been designed for wider range of regulable parameters, concretely slip ratio, revolutions per minute and different diameters of specimens . The thesis also describes the concept procedure, especially in case of test machine assortment, induction motor option and adherence force realization.

Obsah

1. Úvod	8
2. Zatěžovací stroje pro kontaktní únavu	9
2.1. Stručný přehled různých typů zatěžovacích strojů	9
2.1.1. AMSLER	9
2.1.2. LEROS (Leicester rolling sliding contact testing machine).....	10
2.1.3. SUROS (Sheffield University rolling sliding contact testing machine).....	11
2.1.4. NISHIHARA.....	12
2.1.4. TWO-ROLLER TESTING MACHINE	13
2.1.5. TWIN-DISC ROLLING-SLIDING FRICTIONAL MACHINE.....	14
2.1.6. ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZKOUMÁNÍ KONTAKTNÍ ÚNAVY – VŠB-TUO I.	15
2.1.7. ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZKOUMÁNÍ KONTAKTNÍ ÚNAVY – VŠB-TUO II.	17
2.2. Rekapitulace uvedených strojů formou tabulky	19
3. Výpočet potřebné normálové síly pro dosažení požadovaného Hertzova tlaku v liniovém kontaktu zkušebních těles	20
3.1. Samotný výpočet potřebné normálové síly.....	20
3.2. Způsoby realizace statické přítláčné síly	22
4. Návrh pohonných jednotek pro pohon jednotlivých vzorků	23
4.1. Výpočet potřebného hnacího momentu	23
4.2. Stanovení využitelného rozsahu otáček, návrh pohonné jednotky	27
5. Způsoby realizace prokluzu.....	31
5.1. Zkoušky s volným odvalováním vzorků	31
5.2. Zkoušky s nuceným prokluzem vzorků	31
5.2.1. Prokluz s použitím převodového ústrojí.....	31
5.2.2. Realizace prokluzu s použitím dvou pohonných jednotek	32
6. Koncepce stroje.....	33
6.1. Způsob uchycení vzorků na hřídeli	33
6.1.1. Návrh a výpočet svěrného spojení [1]	34
6.1.2. Kontrola průměru hřídele.....	36
6.1.3. Kontrola průměru hřídele pro případ zkoušek s volným odvalováním.....	37
6.2. Koncepce levého pohonu	38
6.2.1. Konstrukční řešení ložiskového domku č. 3.....	38
6.3. Koncepce pravého pohonu	41
6.3.1. Konstrukční řešení ložiskového domku č. 1.....	42

6.3.2. Konstrukční řešení ložiskového domku č. 2.....	42
6.4. Upínací plech.....	44
7. Výpočet životnosti ložisek.....	45
7.1. Výpočet reakcí.....	45
7.2. Výpočet životnosti ložisek.....	46
8. Závěr.....	47
9. Seznam literatury.....	48
10. Přílohy.....	49

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

b	[mm]	šířka kontaktní plochy
F'	[N·mm ⁻¹]	tlaková síla na jednotku délky
F	[N]	celková kontaktní (přítlačná) síla
d_1, d_2	[mm]	průměry kontaktních těles
h	[mm]	šířka kontaktních těles
E_1, E_2	[MPa]	moduly pružnosti v tahu kontaktních těles
p_o	[MPa]	maximální měrný tlak ve středu kontaktní plochy
$p_{(x)}$	[MPa]	rozložení kont. tlaku napříč kontaktní plochou
M_H	[N·m]	hnací moment
M_T	[N·m]	třecí moment
f_T	[-]	trakční součinitel tření
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost
P	[kW]	výkon
n	[ot·min ⁻¹]	otáčky
s	[%]	prokluz
v_1, v_2	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost
p_{DOT}	[MPa]	dotykový tlak
K	[-]	kuželovitost
α	[°]	úhel kužele
l_k	[mm]	délka kuželového spoje
d_{k1}	[mm]	malý průměr kužele
d_{k2}	[mm]	velký průměr kužele
d_{ks}	[mm]	střední průměr kužele
$p_{DOV DOT}$	[MPa]	dovolený dotykový tlak

n_b	[-]	bezpečnost
M_{kp}	[N·m]	přenášený kroutící moment
f	[-]	součinitel tření pro suchou plochu
l_f	[mm]	rameno působící síly
$M_{k\ MAX}$	[N·m]	maximální kroutící moment
M_{red}	[N·m]	redukovaný ohybový moment
M_o	[N·m]	ohybový moment
d_{min}	[mm]	minimální hodnota průměru hřídele
σ_D	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
L_1	[mm]	délka ramena
L_2	[mm]	délka ramena
R_1	[N]	reakce
R_2	[N]	reakce
C	[N]	základní dynamická únosnost
P_z	[N]	zatížení ložiska
p	[-]	exponent typu ložiska
$L_{10,h}$	[hod]	životnost ložiska v provozních hodinách

1. Úvod

Řada strojních dílů a součástí je v průběhu své životnosti vystavena různým druhům namáhání, které vedou ke změnám ve struktuře a následně také ke změnám mechanických vlastností daného materiálu. Tyto změny se v konečném důsledku projeví vznikem a šířením trhlin a posléze únavovým lomem. Tento proces souhrnně nazýváme pojmem únava materiálu. Tento pojem v našem případě zúžíme na pojem kontaktní únava, ke které dochází v důsledku opakovaného kontaktu dvou těles. V technické praxi existuje mnoho aplikací, kde se můžeme s touto problematikou setkat. Jmenujme kupříkladu kontakt kolejového kola s železnicí nebo kontakt valivých elementů ložiska s ložiskovým kroužkem. V současné době existuje řada pracovišť, která se zabývají studiem kontaktní únavy s cílem zvýšit spolehlivost a bezpečnost strojních součástí a komponent. Předložená diplomová práce popisuje postup návrhu zkušebního stroje, ve smyslu samotného uspořádání, volby pohonné jednotky a realizace přítlačné síly, který by sloužil pro výzkum kontaktní únavy, zejména v oblasti kolejové dopravy.

2. Zatěžovací stroje pro kontaktní únavu

Následující rešerše uvádí stručný přehled zkušebních zařízení pro zkoumání kontaktní únavy, a to zejména původem z Anglie a Japonska. U jednotlivých strojů je uvedena jejich stručná charakteristika spolu se způsobem realizace prokluzu a vyvozením přítláčné síly. Jsou zde představeny také dvě zkušební zařízení, užívané katedrou pružnosti a pevnosti VŠB-TU v Ostravě.

2.1. Stručný přehled různých typů zatěžovacích strojů

2.1.1. AMSLER

Země původu : Anglie

Stručná charakteristika:

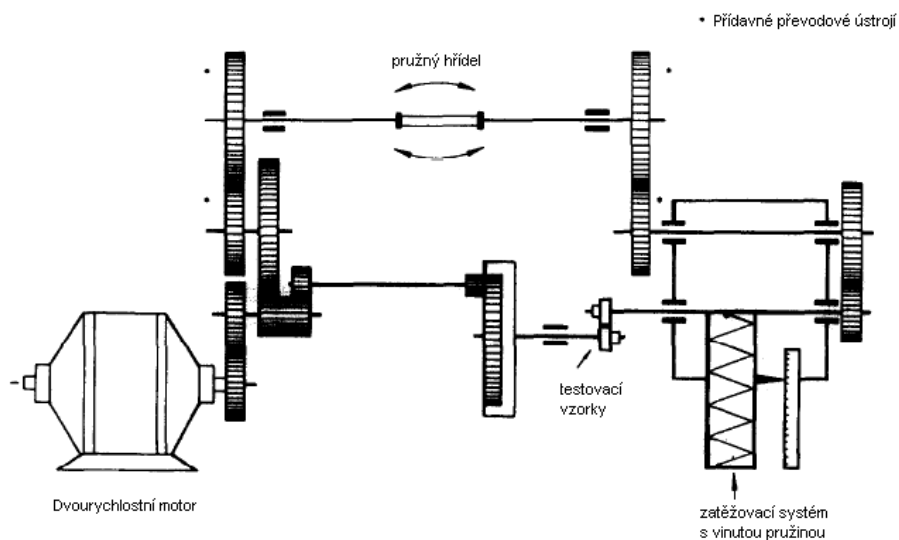
Tento typ zatěžovacího stroje [1] využívá dvourychlostního motoru (obvykle 200 a 400 ot/min). Daný motor pohání obě hřídele, na kterých jsou upevněny příslušné vzorky. Je zde rovněž možnost volného odvalování jednoho ze vzorků (obvykle se volí vzorek z materiálu kola). Na obrázku č. 1 je uvedeno schéma tohoto stroje. Obrázek č. 2 znázorňuje geometrii vzorků použitých pro zatěžovací stroj typu AMSLER [2] .

Způsob realizace prokluzu:

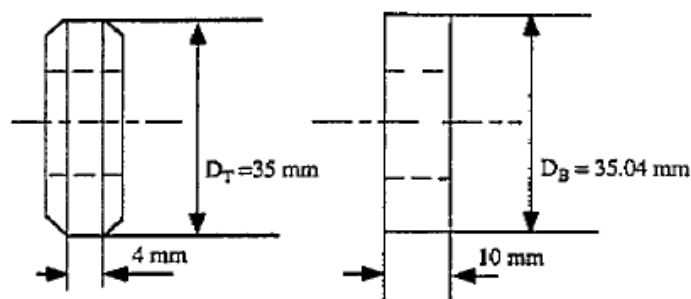
Prokluz je realizován prostřednictvím různých převodových poměrů pro oba hřídele. Nevýhodou tohoto řešení (společná pohonná jednotka pro oba vzorky) je nemožnost plynulé regulace prokluzu.

Způsob vyvození přítláčné síly:

Přítláčná síla je vyvozena kompresní pružinou. Standardně můžeme dosáhnout hodnoty až 2000 N. V praxi ovšem můžeme použít pružiny vyšší tuhosti a tím dosáhnout vyšších hodnot přítláčných sil. V případě použití hydraulického systému bychom se dostali na hodnoty daleko vyšší. Nevýhodou tohoto řešení by byla mimo jiné vyšší technická náročnost zařízení a s tím spojená vyšší pořizovací cena.



Obrázek 1: Schéma zatěžovacího stroje typu AMSLER [1][2]



Obrázek 2 : Geometrie vzorků používaných na zkušebním stroji typu AMSLER

2.1.2. LEROS (Leicester rolling sliding contact testing machine)

Země původu: Anglie

Stručná charakteristika:

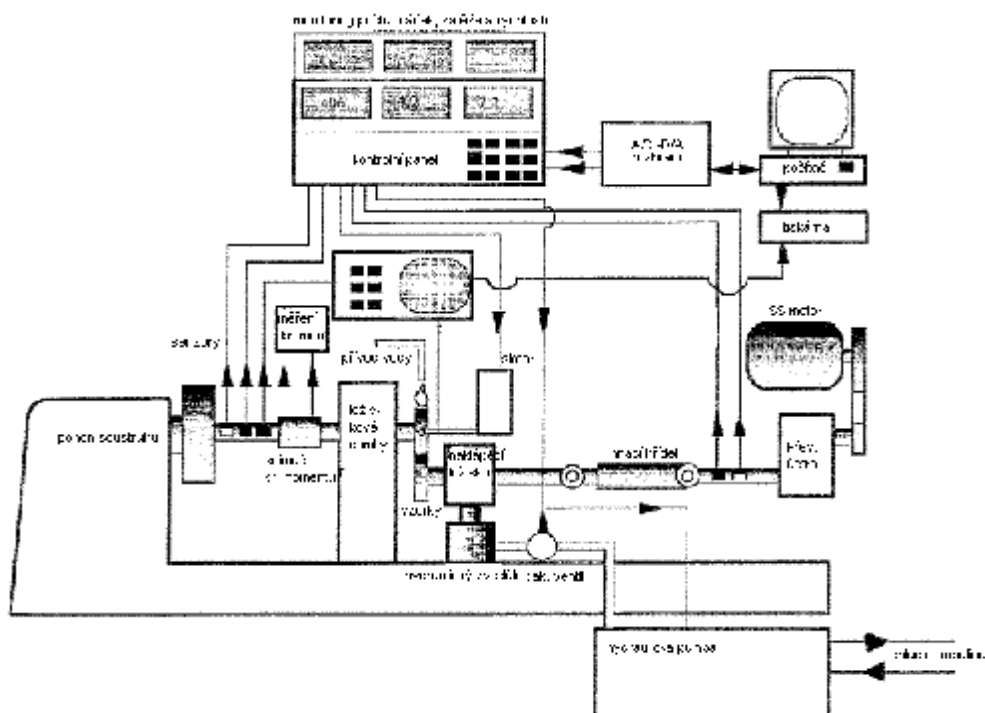
Jedná se v podstatě o modifikovaný soustruh typu Colchester Mascott 1600 [3]. Oba vzorky jsou poháněny nezávisle na sobě, tzn. jeden ze vzorků je poháněn motorem soustruhu, pohon druhého je realizován SS motorem o výkonu 4kW (který zpravidla pohání vzorek z materiálu kola, naopak vzorek z materiálu kolejnice je poháněn motorem soustruhu). Oba dva použité vzorky jsou stejného průměru o velikosti 47 mm, šířka obou vzorků v místě kontaktu dosahuje velikosti 10 mm. Obrázek č. 3 vyobrazuje schéma samotného zatěžovacího stroje [4].

Způsob realizace prokluzu:

Prokluz je realizován prostřednictvím různých obvodových rychlostí obou vzorků, díky dvěma nezávislým pohonným jednotkám. Tento způsob řešení zajišťuje jeho plynulou regulaci.

Způsob vyvození přitlačné síly:

Přitlačná síla je generována pomocí hydraulického systému, díky kterému můžeme dosáhnout přitlačné síly o velikosti až 29 kN.



Obrázek 3: Schéma zatěžovacího stroje LEROS (Leicester rolling sliding contact testing machine) [3]

2.1.3. SUROS (Sheffield University rolling sliding contact testing machine)

Země původu: Anglie

Stručná charakteristika:

Jedná se prakticky o stejný systém [10] jako zatěžovací stroj typu LEROS s tím rozdílem, že pro pohon vzorku z materiálu kola je použit asynchronní motor o výkonu 7kW namísto motoru stejnosměrného jak je tomu u zatěžovacího stroje typu LEROS.

2.1.4. NISHIHARA

Země původu: Japonsko

Stručná charakteristika:

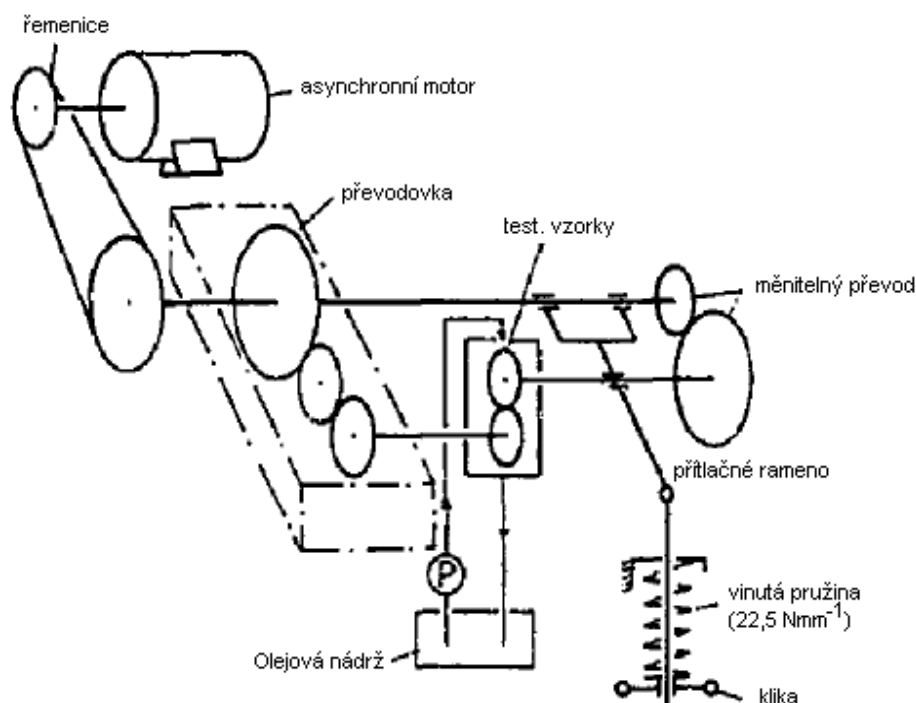
K pohonu obou vzorků u tohoto zatěžovacího stroje [5] slouží pouze jeden asynchronní motor. Na obrázku č. 4 je znázorněno schéma tohoto zkušebního zařízení. Obrázek č. 5 následně zobrazuje geometrii užitých vzorků.

Způsob realizace prokluzu:

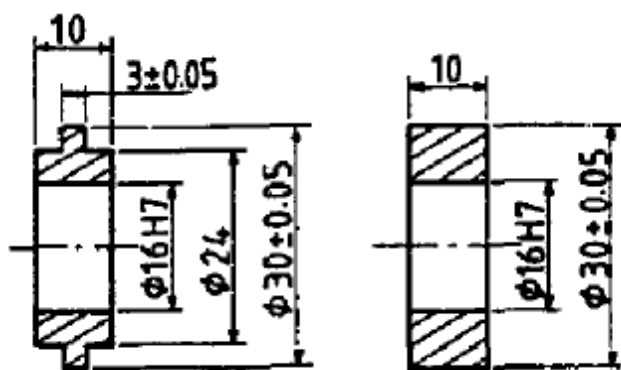
Prokluz je stejně jako u stroje typu AMSLER realizován prostřednictvím různých převodových poměrů pro oba hřídele. Jak již bylo zmíněno výše, nevýhodou tohoto řešení je nemožnost plynulé regulace prokluzu.

Způsob vyvození přitlačné síly:

Přitlačná síla je vyvíjena pomocí vinuté pružiny. Její velikost tudíž závisí na tuhosti použité pružiny.



Obrázek 4: Schéma zatěžovacího stroje typu NISHIHARA



Obrázek 5: Geometrie použitých vzorků

2.1.4. TWO-ROLLER TESTING MACHINE

Země původu: Japonsko

Stručná charakteristika:

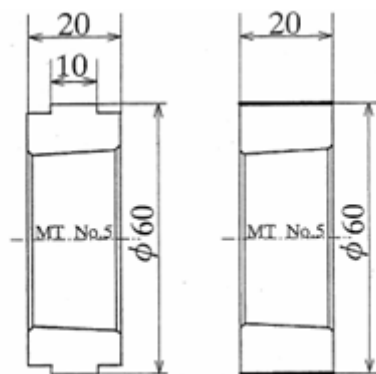
Na obrázku č. 7 je zachycen příčný řez tímto zatěžovacím strojem [7]. V dostupných zdrojích se bohužel nepodařilo zjistit, jaké byly parametry motoru, který poháněl oba hřídele, popřípadě o jaký druh motoru šlo. Na obrázku č. 6 je znázorněna geometrie použitých vzorků.

Způsob realizace prokluzu:

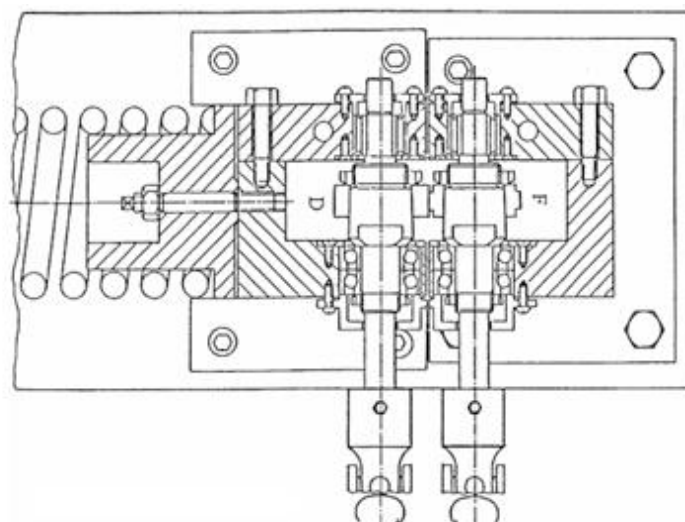
Prokluz je u daného stroje realizován prostřednictvím rozdílných obvodových rychlostí, použitím vhodného převodu pro jeden ze dvou hnaných hřídelí.

Způsob vyvození přítláčné síly:

Přítláčná síla je realizována prostřednictvím vinuté pružiny, přičemž jedna část stroje spolu s hřídelí, ložiskovými domky a vzorkem je přitlačována pomocí pružiny k části druhé, která je pevně ukotvena.



Obrázek 6: Geometrie použitých vzorků



Obrázek 7: příčný řez

2.1.5. TWIN-DISC ROLLING-SLIDING FRICTIONAL MACHINE

Země původu: Japonsko

Stručná charakteristika:

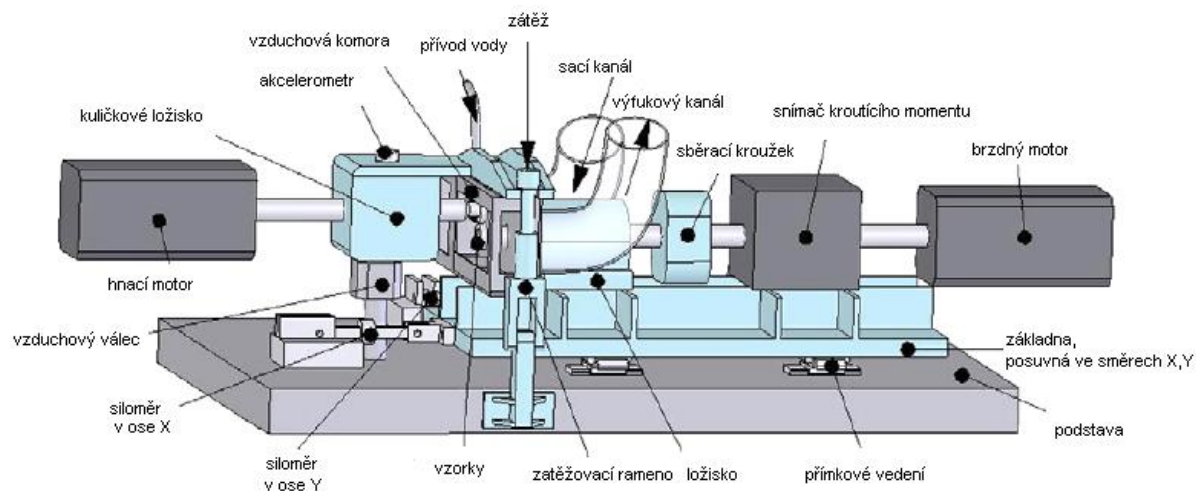
Pohon obou hřídelí u tohoto zatěžovacího stroje [6] je na sobě nezávislý z důvodu použití dvou servomotorů (brzdny a hnací), výkon každého z nich je 2,5 kW. Výhodou tohoto stroje je možnost nastavení hodnoty nesouososti v rozmezí -3° až $+3^\circ$ (tímto lze také generovat prokluz). Prostor se vzorky je umístěn do vzduchotěsné komory, která umožňuje simulovat provoz při různých hodnotách teploty a vlhkosti. Oba dva vzorky jsou stejného poloměru a šířky o velikosti 30 mm, resp. 8 mm. Kontaktní plocha vzorku z materiálu kola je zaoblena poloměrem o velikosti 40 mm.

Způsob realizace skluzu:

Prokluz je realizován nastavením rozdílných otáček u obou servomotorů. Výhodou tohoto systému je tudíž plynulá regulace prokluzu bez dodatečné změny převodových stupňů. Prokluzu lze rovněž dosáhnout pomocí simulace nesouososti hřídelí se vzorky, která je nastavitelná v rozmezí -3° až $+3^\circ$.

Způsob vyvození přitlačné síly:

Přítlačná síla je vyvozována pomocí vinuté pružiny, napojené na zatěžovací rameno (viz. obr. č. 8: schéma zatěžovacího stroje).



Obrázek 8: Schéma zatěžovacího stroje [6]

2.1.6. ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZKOUMÁNÍ KONTAKTNÍ ÚNAVY – VŠB-TUO I.

Země původu: Česká Republika

Stručná charakteristika:

Tento zatěžovací stroj byl sestaven v rámci GAČR 101/99/1245 a CEZ J17/98:272300009 jako přídavné zařízení k univerzálnímu zkušebnímu zařízení [9], které vzniklo na základě úprav víceosé trhačky INOVA 200 kN. Schéma zkušebního zařízení je uvedeno na obrázku č. 9. Rotační pohyb horního unášече o vnějším průměru 316 mm z materiálu kolejnice je zajištěn radiálním pístovým hydromotorem KM 21/21 fy Dústerloh s max. Kroutícím momentem o velikosti 334 N·m.

Přímočarý pohyb resp. přítlačnou sílu zajišťuje hydromotor INOVA 200 kN. Na neotáčející se nosné desce zatěžovacího zařízení jsou umístěny tři kladky o maximálním průměru 59 mm z materiálu kola po 120°, přičemž odvalování kladek po kolejnici je zajištěno třením. Nespornou výhodou tohoto řešení je vysoký počet zátěžných cyklů kladek při relativně nízkých otáčkách stroje tj. horního unášече.

Kladka i kolejnice byla navržena s bombírováním, což má za následek bodový styk. Je však možné realizovat kontakt na přímce nebo křivce.

Způsob realizace prokluzu:

Prokluz je realizován natočením bloku pro uložení kladky. Úhel natočení může dosáhnout hodnoty až 20° .

Způsob vyvození přítláčné síly:

Přítláčná síla je generována pomocí přímočarému pohybu horního unášče, který je zajišťován hydromotorem INOVA 200 kN. Díky tomuto řešení je možno vyvinout přítláčnou sílu o velikosti až 20 kN na jednu kladku. Rovnoměrného rozložení sil na všechny tři kladky je pak dosaženo díky kulovému ložisku.

1 – horní unáščeč

2 – nosná deska

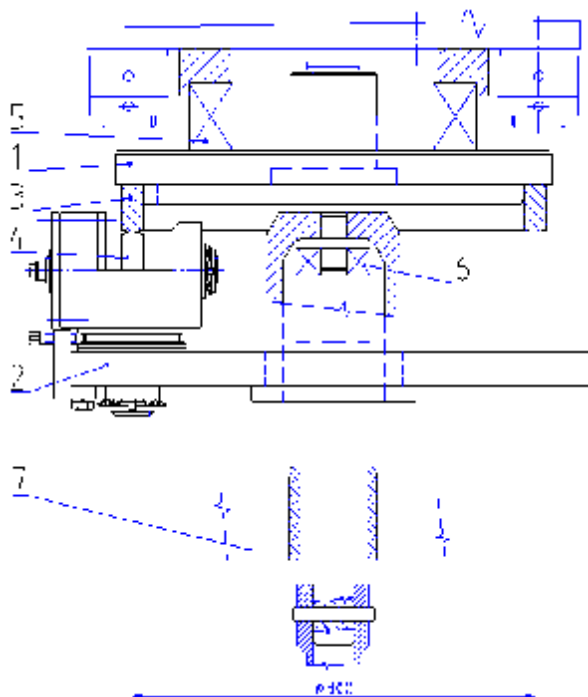
3 – kolejnice

4 – kladka

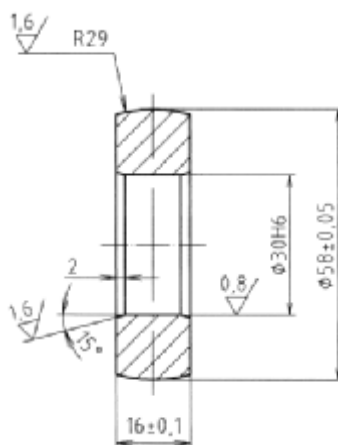
5 – přidavné axiální ložisko

6 – kulové ložisko

7 – pojistný příčník



Obr. 9: Schéma přípravku pro vyšetřování kontaktní únavy [9]



Obr. 10: Geometrie použitého vzorku

2.1.7. ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZKOUMÁNÍ KONTAKTNÍ ÚNAVY – VŠB-TUO II.

Země původu: Česká Republika

Stručná charakteristika:

Zkušební zařízení [9] na obrázku č. 11 resp. č. 12 (schéma zkušebního stroje) bylo navrženo autory z Katedry pružnosti a pevnosti VŠB TU Ostrava v rámci spolupráce s firmou BONATRANS a.s. . Pohon obou vzorků je zajištěn pomocí asynchronního motoru o výkonu 2,2 kW. Průměr vzorku z materiálu kolejnice resp. vzorku z materiálu kola není pevně dán, je však limitován jistými omezeními, pramenícími z konstrukce stroje. V současné době se používá kladka (materiál kola) o vnitřním průměru 35 mm, přičemž vnější průměr kladky by neměl být větší než 85 mm. Vnější průměr bubnu je vázán na rozměr kladky, zejména v případě zkoušky s nuceným prokluzem v kontaktu těles a je asi 213 mm.

Způsob realizace prokluzu

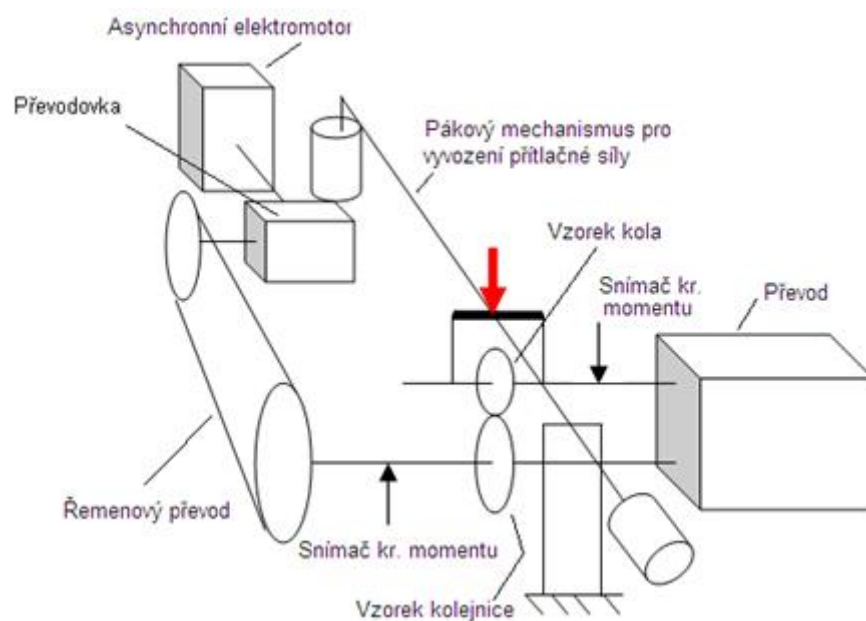
Prokluz je v tomto případě realizován prostřednictvím rozdílných obvodových rychlostí obou vzorků díky použitému převodu, vloženému mezi výstupní hřídel pro vzorek z materiálu kolejnice a vstupní hřídel pro vzorek z materiálu kola. U tohoto stroje můžeme rovněž simulovat prosté odvalování obou vzorků prostřednictvím odstavení převodu mezi danými hřídeli.

Způsob vyvození přítláčné síly:

Radiální síla mezi tělesy v kontaktu je vyvozena pomocí závaží přes pákový převod a neměla by přesáhnout 9000 N v případě prostého odvalování těles v kontaktu. Za podmínek nuceného prokluzu v kontaktu musí být síla přiměřeně menší.



Obrázek 11: Zkušební zařízení vyvinuté pracovníky katedry pružnosti a pevnosti VŠB-TUO [9]



Obrázek 12: Jednoduché schéma zkušebního zařízení vyobrazeného na obrázku č. 11

2.2. Rekapitulace uvedených strojů formou tabulky

Název zatěžovacího stroje	Způsob vyvození prokluzu, pohon	Způsob vyvození přítláčné síly
AMSLER	Pomocí různých převodových poměrů pro oba hřídele. Nevýhodou je nemožnost jeho plynulé regulace. Pohon obou hřídelů je zajištěn pomocí jednoho dvourychlostního motoru	Pomocí kompresní pružiny. Standardně můžeme dosáhnout hodnoty až 2000 N. Při použití pružiny o vyšší tuhosti hodnota maximální přítláčné síly pochopitelně vzroste.
LEROS	Prokluz je realizován prostřednictvím různých obvodových rychlostí obou vzorků, díky dvěma nezávislým pohonným jednotkám. Tento způsob řešení zajišťuje jeho plynulou regulaci. Oba vzorky jsou poháněny nezávisle na sobě, tzn. jeden ze vzorků je poháněn motorem soustruhu, pohon druhého je realizován SS motorem o výkonu 4kW	Přítláčná síla je generována pomocí hydraulického systému, díky kterému můžeme dosáhnout přítláčné síly o velikosti až 29 kN.
SUROS	Jedná se prakticky o stejný systém jako zatěžovací stroj typu LEROS s tím rozdílem, že pro pohon vzorku z materiálu kola je použit asynchronní motor o výkonu 7kW namísto motoru stejnosměrného jak je tomu u zatěžovacího stroje typu LEROS.	
Nishihara	Realizován prostřednictvím různých převodových poměrů pro oba hřídele. Jak již bylo zmíněno výše, nevýhodou tohoto řešení je nemožnost plynulé regulace prokluzu. K pohonu obou vzorků slouží pouze jeden asynchronní motor	Přítláčná síla je vyvíjena pomocí vinuté pružiny. Její velikost tudíž závisí na tuhosti použité pružiny.
Two-roller testing machine	Realizován prostřednictvím rozdílu obvodových rychlostí, tohoto rozdílu se dosáhne použitím vhodného převodu pro jeden ze dvou hnacích hřídelů. V dostupných zdrojích se bohužel nepodařilo zjistit, jaké byly parametry motoru, který poháněl oba hřídele, popřípadě o jaký druh motoru šlo.	Přítláčná síla je realizována prostřednictvím vinuté pružiny, přičemž jedna část stroje spolu s hřídeli, ložiskovými domky a vzorkem je přitlačována pomocí pružiny k části druhé, která je pevně ukotvena.
Twin-disc rolling-sliding frictional machine	Realizován nastavením rozdílných otáček u obou servomotorů (2,5 kW). Výhodou tohoto systému je tím pádem plynulá regulace prokluzu bez dodatečné změny převodových stupňů. Prokluzu lze rovněž dosáhnout pomocí simulace nesouososti hřídelů se vzorky, která je nastavitelná v rozmezí -3° až $+3^\circ$.	Přítláčná síla je vyvozena pomocí vinuté pružiny, která je napojena na zatěžovací rameno
Přípravek č.1 pro zkoumání kontaktní únavy VŠB-TUO	Prokluz je realizován natočením bloku pro uložení kladky. Úhel natočení může dosáhnout hodnoty 20° . Rotační pohyb horního unášeče o vnějším průměru 316 mm z materiálu kolejnice je zajištěn radiálním pístovým hydromotorem KM 21/21 fy Düsterloh s max. kroutícím momentem o velikosti 334 Nm. Přímochařý pohyb resp. přítláčnou sílu zajišťuje hydromotor INOVA 200 kN.	Přítláčná síla je generována pomocí přímochařému pohybu horního unášeče, který je zajišťován hydromotorem INOVA 200 kN. Díky tomuto řešení je možno vyvinout přítláčnou sílu o velikosti až 20 kN na jednu kladku.
Přípravek č.2 pro zkoumání kontaktní únavy VŠB-TUO	Prokluz je v tomto případě realizován prostřednictvím rozdílných obvodových rychlostí obou vzorků, díky použitému převodu, vloženému mezi výstupní hřídel pro vzorek z materiálu kolejnice a vstupní hřídel pro vzorek z materiálu kola	Radiální síla mezi tělesy v kontaktu je vyvozena pomocí závaží přes pákový převod a neměla by přesáhnout 9000 N v případě prostého odvalování těles v kontaktu. Za podmínek nuceného prokluzu v kontaktu musí být síla přiměřeně menší.

3. Výpočet potřebné normálové síly pro dosažení požadovaného Hertzova tlaku v liniovém kontaktu zkušebních těles

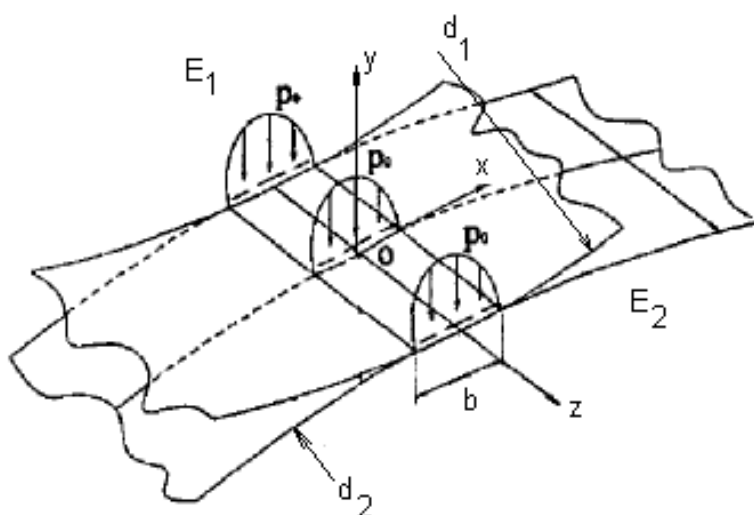
Jak již bylo zmíněno v názvu, pro výpočet potřebné normálové síly využijeme poznatků Hertzovy teorie, které je hojně využíváno v oblasti řešení kontaktních úloh. Pro její aplikaci však musíme dbát jistých podmínek:

1. Obě tělesa jsou homogenní a zároveň izotropní. Deformace vznikající v místě kontaktních ploch se musí řídit Hookeovým zákonem (musí být tudíž elastické).
2. Kontaktní plochy jsou spojitě a bez tření, jejich geometrii lze vyjádřit polynomem druhého stupně. Hertzova teorie neplatí pro tělesa, dotýkající se v singulárních bodech (nebo-li vrcholech).
3. Rozměry deformované kontaktní plochy jsou vzhledem k rozměrům dotýkajících se válců malé.

3.1. Samotný výpočet potřebné normálové síly

Splňuje-li daná úloha výše uvedené podmínky, je možno následně spočítat šířku kontaktní plochy, v našem případě obdélníku, dle následujícího vztahu:

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{F'}{2} \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \quad (1)$$



Obrázek 13: Hertzova teorie – rozložení tlaků na kontaktní ploše

Maximální měrný tlak ve středu kontaktní plochy (obdélníka) je dán následujícím vztahem:

$$p_0 = 0,59 \cdot \sqrt{2 \cdot F' \cdot \frac{d_1 + d_2}{d_1 \cdot d_2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}} \quad (2)$$

Přičemž jeho rozložení napříč kontaktní plochou můžeme popsat následujícím vztahem (rovnicí paraboly):

$$p(x) = p_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{2 \cdot x}{b}\right)^2} \quad (3)$$

K určení potřebné kontaktní síly při zadaném kontaktním tlaku použijeme vztahu (2), odtud:

$$F' = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{p_0}{0,59}\right)^2 \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) \quad (4)$$

V následujících tabulkách jsou pro představu uvedeny hodnoty přitlačné síly, potřebné k vyvození maximálního měrného tlaku ve středu kontaktní plochy o velikosti 2000 MPa pro různé průměry vzorku kola a kolejnice. Moduly pružnosti E_1 resp. E_2 jsme volili o stejné velikosti, konkrétně 210000 MPa.

Tab. č. 1

vel. průměru vzorků
[mm]

d_1 [mm]	37	40	43	46	49	52	55	58	61	64	67	70	73	76	79	82	85
d_2 [mm]	37	40	43	46	49	52	55	58	61	64	67	70	73	76	79	82	85
vel. kontaktní síly F [N/mm]	1012	1094	1176	1259	1341	1423	1505	1587	1669	1751	1833	1915	1997	2079	2161	2243	2326
šířka kont. plochy [mm]	0,642	0,694	0,746	0,798	0,85	0,902	0,954	1,006	1,059	1,111	1,163	1,215	1,267	1,319	1,371	1,423	1,475

Tab. č. 2

vel. průměru vzorků
[mm]

d_1	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37	37
d_2	37	40	43	46	49	52	55	58	61	64	67	70	73	76	79	82	85
vel. kontaktní síly F [N/mm]	1012	1052	1088	1122	1154	1183	1210	1236	1260	1283	1304	1325	1344	1362	1379	1395	1411
šířka kont. plochy [mm]	0,642	0,667	0,69	0,712	0,732	0,75	0,768	0,784	0,799	0,814	0,827	0,84	0,852	0,864	0,875	0,885	0,895

Tab. č. 3

vel. průměru vzorků
[mm]

d_1	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52
d_2	37	40	43	46	49	52	55	58	61	64	67	70	73	76	79	82	85
vel. kontaktní síly F [N/mm]	1183	1237	1288	1336	1380	1423	1463	1500	1536	1570	1602	1633	1662	1689	1716	1741	1765
šířka kont. plochy [mm]	0,75	0,785	0,817	0,847	0,876	0,902	0,928	0,952	0,974	0,996	1,016	1,035	1,054	1,072	1,088	1,104	1,12

Z výše uvedených vztahů však vyplývá, že námi odvozená kontaktní síla F' [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$] resp. její velikost, je vztažena na 1 milimetr tloušťky vzorků o daných průměrech. Proto, abychom určili celkovou velikost kontaktní, resp. přitlačné síly F [N], potřebné k vyvození daného kontaktního tlaku na vzorky o daných poloměrech a dané šířce, je nutné vynásobit hodnoty kontaktních sil ve výše uvedených tabulkách šířkou (v milimetrech) námi použitých vzorků.

3.2. Způsoby realizace statické přitlačné síly

Pro generaci potřebné přitlačné síly se v technické praxi v případě zařízení pro výzkum kontaktní únavy nejčastěji používá kompresní/vinuté pružiny. Toto řešení je technicky poměrně nenáročné a spolehlivé, nevýhodou je dosažení relativně malých hodnot přitlačné síly, které se odvíjí od použité pružiny, resp. od její tuhosti.

Druhým nejčastějším způsobem je použití hydraulického válce. Tento systém umožňuje dosažení daleko vyšších hodnot přitlačné síly, než tomu bylo v případě použití vinuté pružiny. Nevýhodou bychom mohli nalézt v nutnosti neustálého udržování potřebného tlaku kapaliny v oběhu hydraulického systému, který je závislý na nepřetržitém běhu hydraulického čerpadla.

Dalšími způsoby jak vyvodit potřebou přitlačnou sílu může být použití pákového mechanismu [9].

4. Návrh pohonných jednotek pro pohon jednotlivých vzorků

4.1. Vypočet potřebného hnacího momentu

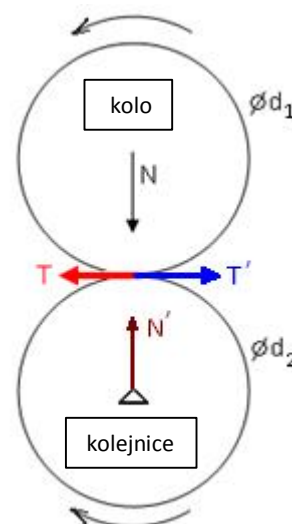
Výpočet potřebného hnacího momentu provedeme v případě vzorků 10 mm širokých o shodném poloměru 85 mm.

Z obrázku č. 14 je patrné, že hnací moment potřebný k realizaci prokluzu vypočteme z následujícího vztahu :

$$M_H = N \cdot f_T \cdot \frac{d}{2} = F' \cdot h \cdot f_T \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{1}{1000} \quad (5)$$

Pro velikost kontaktní síly F' [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$] platí:

$$F' = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{p_o}{0,59} \right)^2 \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (6)$$



Obrázek 14

V případě vzorků majících stejný průměr d a následné úpravě dostáváme:

$$M_H = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{p_o}{0,59} \right)^2 \cdot d \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \cdot h \cdot f_T \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{1}{1000} \quad (7)$$

Kde E_1 resp. E_2 jsou moduly pružnosti materiálu kola resp. kolejnice, F' je potřebná kontaktní síla k vyvození požadované hodnoty maximálního kontaktního tlaku p_o , h je šířka vzorků, d je průměr vzorků a f_T je trakční součinitel tření.

Trakční součinitel tření f_T je mimo jiné závislý na následujících faktorech:

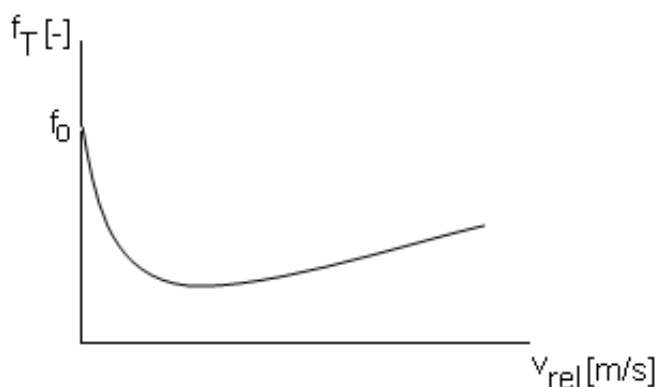
1. Míra prokluzu

Se vzrůstajícím prokluzem ze f_T zvyšuje [2]. Závislost f_T na prokluzu má přibližně exponenciální průběh.

2. Otáčky vzorků

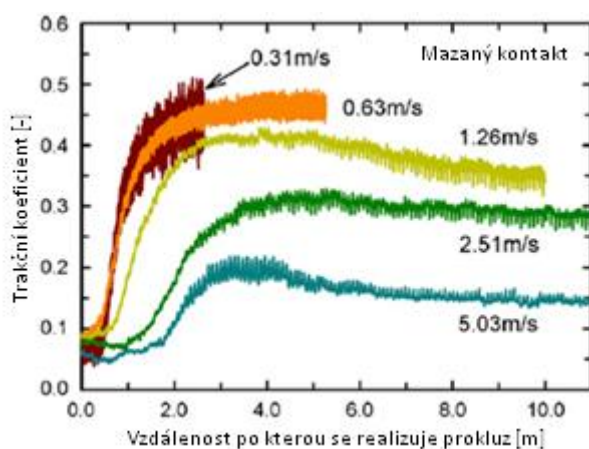
Za předpokladu nenulové relativní rychlosti mezi tělesy, která se bude zvyšovat, bude docházet k poklesu součinitele tření do určité hodnoty, kde při dané hodnotě rychlosti

dosáhne svého minima. Poté se začne hodnota f_T zvyšovat. Závislost dynamického součinitele tření na relativní rychlosti je uvedena v následujícím grafu.



Obrázek 15: Závislost trakčního součinitele tření na relativní rychlosti

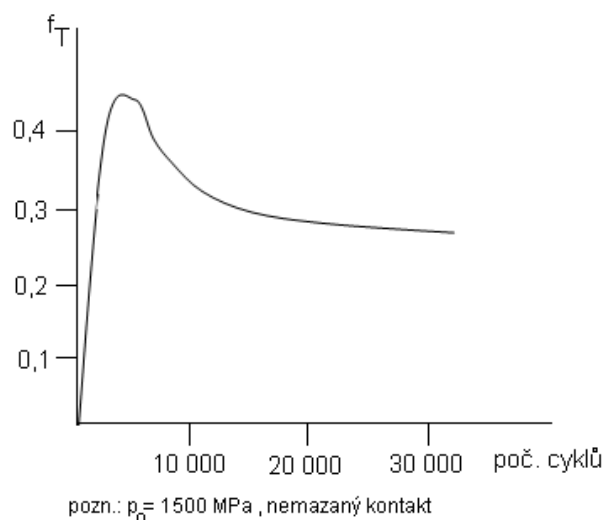
Zajímavý je rovněž průběh trakčního součinitele tření na dráze, po kterou se uskutečňuje prokluz pro různé rychlosti valení vzorku, resp. maximální kontaktní tlaky. Výsledný průběh je převzat z [6].



Obrázek 16: Průběh trakčního součinitele tření v závislosti na dráze, po které se realizuje prokluz pro různé obvodové rychlosti

3. Míra opotřebení vzorku

Trakční součinitel tření je rovněž ovlivněn mírou opotřebení daného vzorku, na obrázku č. 17 je tato závislost uvedena [11].



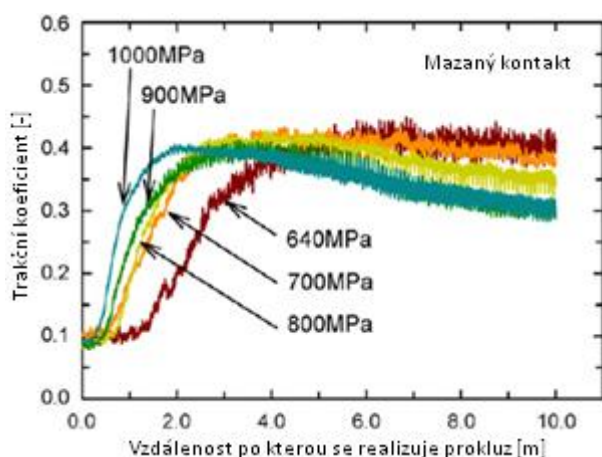
Obrázek 17: Závislost trakčního součinitele tření na počtu cyklů resp. míře opotřebení vzorku

4. Mazaný/nemazaný kontakt

V případě mazaného kontaktu dosahuje trakční součinitel tření menších hodnot než v případě nemazaného kontaktu a je rovněž závislý na viskozitě použitého maziva. Nutno dodat, že při návrhu zatěžovacího stroje se předpokládá realizace pouze nemazaného kontaktu mezi vzorkem kolejnice a vzorkem kola, který je méně příznivý oproti kontaktu mazanému.

5. Velikost maximálního kontaktního tlaku p_0

Se zvýšením maximálního kontaktního tlaku p_0 se hodnota trakčního součinitele tření snižuje. Na obrázku č. 18 je kupříkladu uveden průběh [6] trakčního součinitele tření v závislosti na dráze, po které se realizuje prokluz pro různé hodnoty max. kontaktních tlaků.



Obrázek 18: Průběh trakčního součinitele tření v závislosti na dráze, po které se realizuje prokluz pro různé maximální kontaktní tlaky

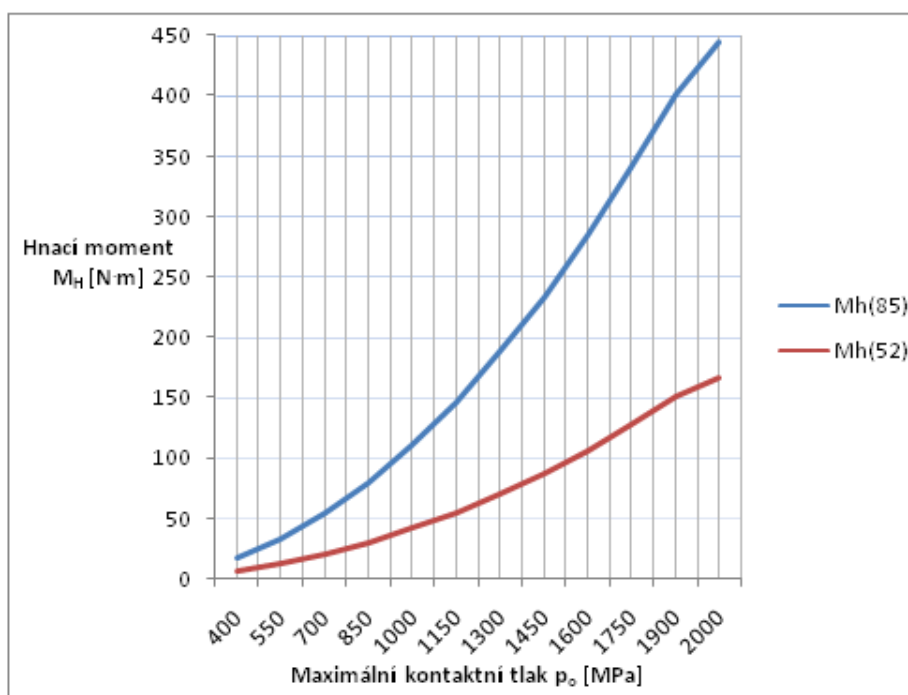
6. Atmosférické podmínky

Neméně důležitým faktorem, ovlivňujícím velikost trakčního součinitele tření je teplota a relativní vlhkost prostředí, ve kterém probíhá samotná zkouška. Vodní páry obsažené ve vzduchu hrají v podstatě úlohu maziva, zapříčiňující snížení tr. součinitele tření

7. Drsnost stykových ploch

Je pochopitelné, že hodnota tr. součinitele tření bude rovněž záviset na drsnosti stykových ploch obou vzorků resp. kola a kolejnice. Testy provedené v literatuře [6] například prokázaly následující souvislosti; v počátečním stádiu testu povrchová drsnost a tvrdost klesá se vzrůstající hodnotou trakčního součinitele tření, dokud f_T nedosáhne své maximální hodnoty. Poté hodnota f_T klesá a zároveň dochází ke vzrůstu povrchové drsnosti a zpevnění vrstvy materiálu na povrchu.

Pro návrh potřebného hnacího momentu využijeme závislost trakčního součinitele tření na míře opotřebení vzorku, vyobrazené na obrázku č. 17, konkrétně maximální hodnoty trakčního součinitele tření o velikosti $f_T = 0,45$ [-]. Uvedená závislost [11] je vztažena k hodnotě $p_0 = 1500$ MPa, tudíž v našem případě budeme na straně bezpečnosti, neboť námi požadovaný maximální kontaktní tlak p_0 je roven hodnotě 2000 MPa, které by odpovídala menší hodnota f_T .



Obrázek 19: Závislost hnacího momentu na maximálním kontaktním tlaku pro různé průměry vzorků

Na obrázku č. 19 jsou uvedeny průběhy potřebných hnacích momentů (pro průměry vzorků 85 resp. 52 mm) v závislosti na velikosti maximálního kontaktního tlaku. Tabulka č. 1 obsahuje konkrétní hodnoty hnacích momentů pro zvolené průměry obou vzorků a maximální kontaktní tlaky.

Tabulka č. 1

	Průměr obou vzorků d = 85 mm	Průměr obou vzorků d = 52 mm
Velikost max. kontaktního tlaku $p_o = 1500$ MPa Šířka vzorku b = 10 mm	$M_H = 250$ N.m	$M_H = 93$ N.m
Velikost max. kontaktního tlaku $p_o = 2000$ MPa Šířka vzorku b = 10 mm	$M_H = 444$ N.m	$M_H = 166$ N.m

4.2. Stanovení využitelného rozsahu otáček, návrh pohonné jednotky

V řadě provedených únavových testů hodnota provozních otáček, a to jak vzorku kola, tak vzorku kolejnice, zřídka kdy překročila hodnotu 1000 ot/min, což odpovídá úhlové rychlosti o velikosti 105 rad/s. V současné době však rychlosti dosahované kolejovými vozidly mnohdy převyšují hodnotu 300 km/h. Pro návrh rozsahu otáček vyjdeme ze shodných úhlových rychlostí kolejového dvojkolí a vzorku. Tento předpoklad vychází z požadavku stejné frekvence zatěžování bodu jízdní plochy železničního kola a vzorku. Abychom byli schopni určit úhlovou rychlost kola při dané rychlosti kolejového vozidla, je třeba znát průměr, případně poloměr nákolku železničního kola.

Společnost Bonatrans a.s. kupříkladu dodává železniční dvojkolí, u nichž má styčná kružnice (body na nákolku, které jsou v kontaktu s kolejnicí) poloměr 920 mm. Odtud snadno stanovíme úhlovou rychlost resp. otáčky pro rychlost $v = 300$ km/h.

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{300}{3,6 \cdot 0,46} = 181,6 \text{ rad / s}, n = 1735 \text{ ot / min} \quad (8)$$

Požadovaný pracovní rozsah otáček by tedy byl v rozmezí 0 až 1800 ot/min.

Výkon pohonné jednotky určíme ze vztahu:

$$P = M_H \cdot \omega = M_H \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (9)$$

Přičemž M_H je moment potřebný pro překonání třecího momentu, který je dán následujícím vztahem:

$$M_H = M_T = F' \cdot h \cdot f_T \cdot \frac{d}{2} \quad (10)$$

$$F' \text{ určíme ze vztahu: } F' = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{p_o}{0,59} \right)^2 \cdot \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (11)$$

v případě stejných průměrů a stejných modulů pružnosti obou vzorků můžeme vztah (11) upravit na tvar:

$$F' = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{p_o}{0,59} \right)^2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{2}{E} \right) \quad (12)$$

Po dosazení vztahů (10) a (11) do rovnice (9) dostáváme:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{p_o}{0,59} \right)^2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{2}{E} \right) \cdot h \cdot f_T \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = \left(\frac{p_o}{0,59} \right)^2 \cdot \frac{d^2 \cdot h \cdot f_T \cdot \pi \cdot n}{120 \cdot E \cdot 10^6} [kW] \quad (13)$$

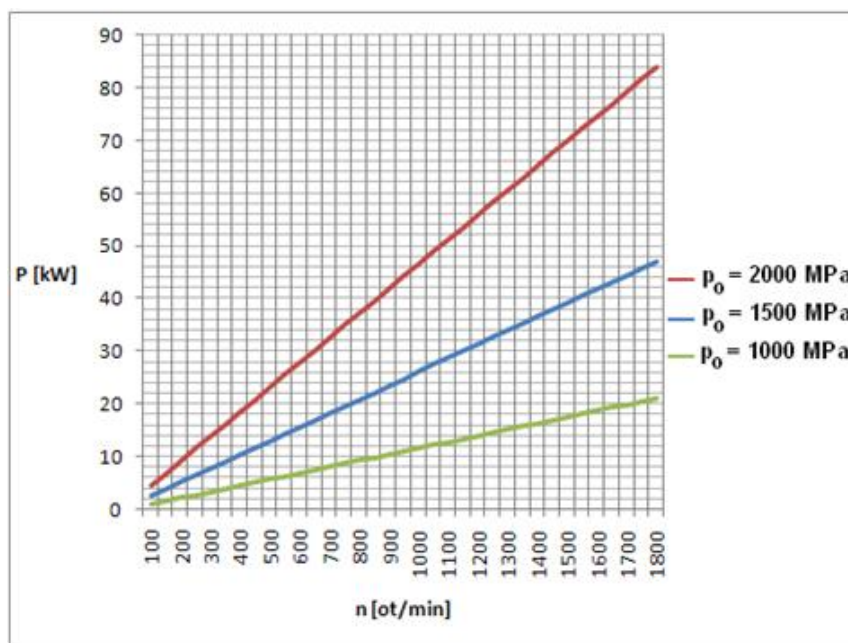
V níže uvedeném grafu je uveden potřebný výkon motoru v závislosti na maximálních provozních otáčkách pro různé hodnoty maximálních kontaktních tlaků. Hodnoty ostatních proměnných byly následující:

$d = 85 \text{ mm}$

$h = 10 \text{ mm}$

$f_T = 0,45$

$E = 210000 \text{ MPa}$



Obrázek 20: Výkon motoru v závislosti na otáčkách pro různé kontaktní tlaky

Výkon každého z motorů by dle grafu na obrázku č. 20 pro maximální kontaktní tlak $p_0=2000$ MPa a otáčky 1800 ot/min byl roven hodnotě přesahující 80 kW. Daná zkušební sestava by v tomto případě trpěla vysokou hmotností, vysokou energetickou spotřebou a v neposlední řadě rovněž vysokou pořizovací cenou. Dosažení hodnoty 1800 ot/min při maximálním kontaktním tlaku 2000 MPa by bylo rovněž velice problematické z hlediska samotného materiálu, který by byl namáhán vysokými teplotami.

V dostupné literatuře, ale také v praxi, se málokdy setkáme se zkouškami, u nichž maximální kontaktní tlak přesahuje hodnotu 1200 MPa . Otáčky se u většiny zkoušek rovněž pohybují v nižších mezích, než je tomu v našem případě.

Předpokládáme-li následující parametry:

$$d = 85 \text{ mm}$$

$$h = 10 \text{ mm}$$

$$f_T = 0,45$$

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

$$p_0 = 1200 \text{ MPa}$$

$$n = 1500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

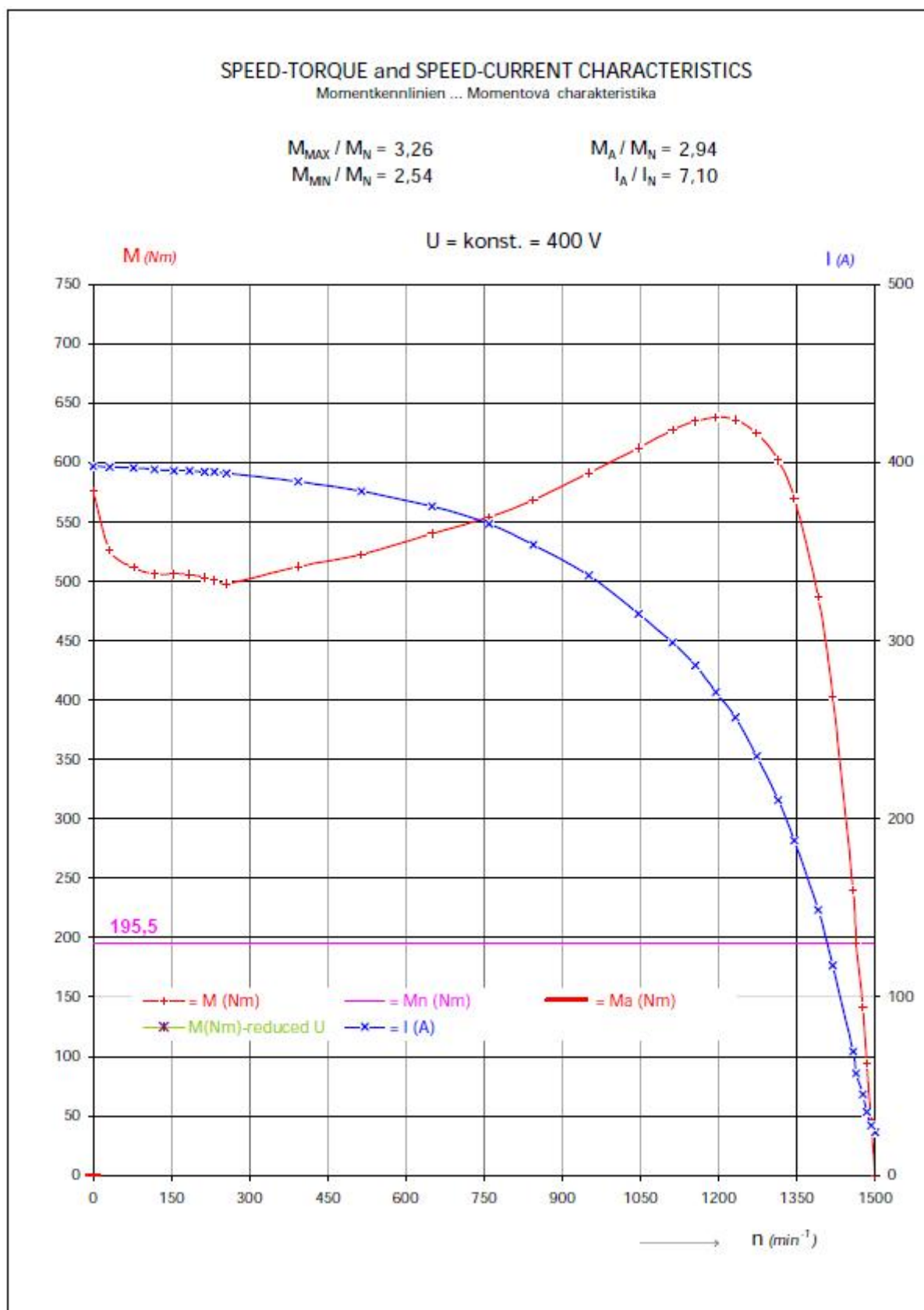
Dojdeme s využitím výše uvedených vztahů k hodnotám $P = 30 \text{ kW}$, $M_H = 160 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Pro pohon vzorků je navržen asynchronní 4 pólový motor **Siemens 1LG4 207-4AA typ: 200L** s následujícími parametry:

4 pólový motor Siemens typ: 200L (1LG4 207-4AA)			
Jmenovitý výkon [kW]	30	Jmenovitý moment [N·m]	196
Velikost [-]	200L	Pom. záběrný moment při přímém spouštění na síť v násobcích jm. momentu [-]	2.5
Třída účinnosti [-]	2	Pom. záběrný moment při přímém spouštění na síť v násobcích jm. proudu [-]	6.7
Jmenovité otáčky [ot/min]	1465	Pom. moment zvratu při přímém spouštění na síť v násobcích jm. momentu [-]	3.4
Účinnost při 4/4 jm. výkonu [%]	91.6	Momentová třída KL [-]	16
Účinnost při 3/4 jm. výkonu [%]	92	Momentové pásmo [-]	3
Účinník při 4/4 jm. výkonu [-]	0.85	Moment setrvačnosti [kgm ²]	0.191
Jmenovitý proud při 400 V [A]	56	Hmotnost [kg]	205

Pozn : V případě zkoušky s prokluzem bude pracovat jeden z motorů v generátorovém režimu.

Na následující straně je uvedena momentová a proudová charakteristika uvažovaného asynchronního motoru.



Obrázek 21: momentová a proudová charakteristika motoru 4 pólový motor Siemens typ: 200L (1LG4 207-4AA)

5. Způsoby realizace prokluzu

Jednou z možných klasifikací únavových zkoušek by mohla být relace mezi obvodovými rychlostmi vzorků. Díky tomu můžeme zkoušky klasifikovat na zkoušky s volným odvalováním a zkoušky s nuceným prokluzem. V následujícím textu si obě varianty podrobněji rozebereme.

5.1. Zkoušky s volným odvalováním vzorků

V případě, že jsou obvodové rychlosti obou vzorků shodné, jedná se o tzv. volné odvalování (free rolling). Tento případ zkoušek je vesměs nejsnáze proveditelný z hlediska technické náročnosti samotného zkušebního zařízení. V technické praxi se však se zkušebními zařízeními, určenými výhradně pro zkoušky volného odvalování, téměř vůbec nesetkáme. Většina zkušebních zařízení je koncipována tak, že je na nich možné simulovat jak zkoušky s nuceným prokluzem, tak i zkoušky pro volné odvalování vzorků.

5.2. Zkoušky s nuceným prokluzem vzorků

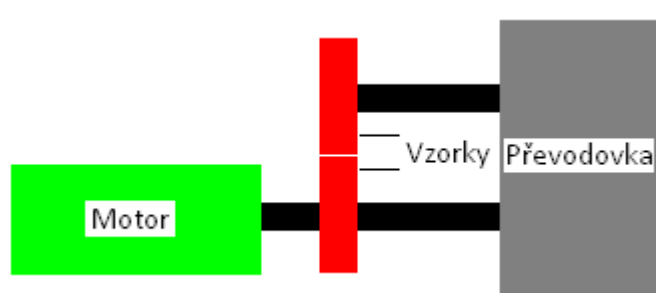
Prokluz dvou zakřivených povrchů, kupříkladu kolejnice a kolejového kola, se v technické praxi vyskytuje v poněkud větší míře. Podstatným faktem je daleko větší dopad na změny mechanických vlastností a struktury povrchových vrstev materiálu, než v případě volného odvalování. Zkoušky s nuceným prokluzem tímto, v jistém ohledu, nabývají větší váhy oproti zkouškám s volným odvalováním vzorků. Na následujících řádcích jsou uvedeny možné varianty pro dosažení nuceného prokluzu, který je definován jako relativní rozdíl rychlostí kontaktních povrchů, tedy následujícím způsobem:

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100, v_1 > v_2$$

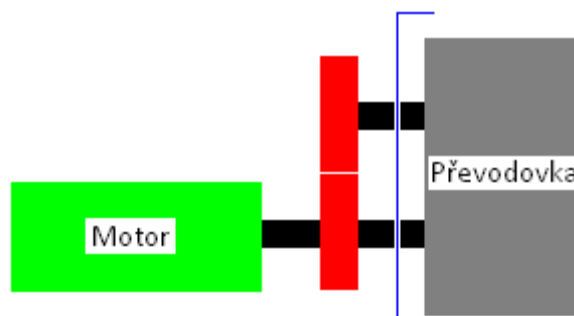
5.2.1. Prokluz s použitím převodového ústrojí

Výhodou tohoto způsobu realizace prokluzu je použití jediné pohonné jednotky. Prokluzu je dosaženo prostřednictvím převodovky, která dle určeného převodového poměru upravuje úhlovou rychlost horního vzorku (obr. 22). V případě použití převodovky s převodovým poměrem $i = 1$ můžeme dosáhnout prokluzu použitím vzorků s rozdílným průměrem, musíme však respektovat osovou vzdálenost hřídelí. Volné odvalování je realizováno odpojením převodovky (obr. 23), které nám zajistí pohon horního vzorku,

prostřednictvím vzorku umístěného na hřídeli spojené s motorem. Tento způsob realizace nuceného prokluzu bychom našli například u zkušebního zařízení č. 1 katedry pružnosti a pevnosti VŠB-TUO [9].



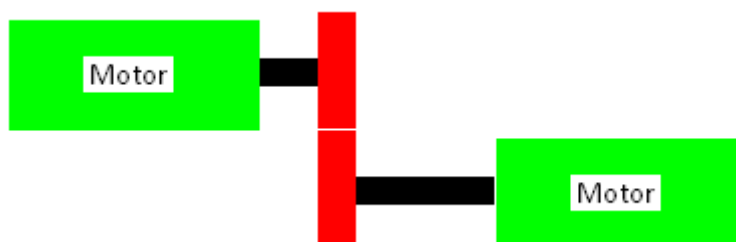
Obrázek 22 : Nucený prokluz



Obrázek 23: Volné odvalování

5.2.2. Realizace prokluzu s použitím dvou pohonných jednotek

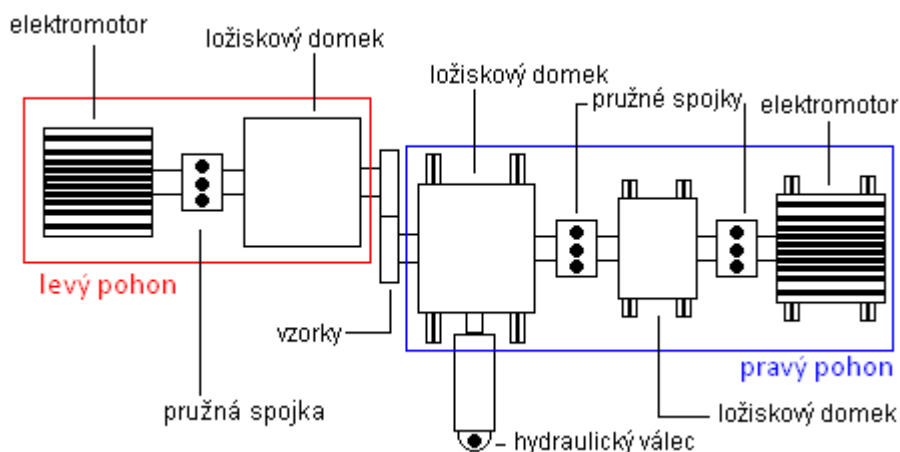
Realizace prokluzu s použitím dvou pohonných jednotek přináší řadu výhod a nevýhod současně. Mezi hlavní výhody tohoto uspořádání patří variabilní nastavení hodnoty prokluzu, díky změně otáček jednoho z motorů. Průměry obou vzorků se mohou v určitém rozsahu prakticky libovolně měnit, aniž bychom museli dodržet osovou vzdálenost hřídelí. Jsme prakticky limitováni pouze zástavbou stroje. Zároveň je možné realizovat zkoušky s řízením zátěžného momentu (potažmo trakčního součinitele tření) při použití zpětné vazby ze snímače kroutícího momentu. Ačkoliv jsou použity dva motory je energetická náročnost (bereme-li v úvahu stejné podmínky) podobná jako v případě předchozího uspořádání. Pohonná jednotka s nižšími otáčkami totiž pracuje v generátorickém režimu, který umožňuje zpětně dodávat energii do sítě. Tímto je značná část energie ušetřena. Volného odvalování je dosaženo odpojením (rozpojením pružné spojky) jedné z dvojice pohonných jednotek. Mezi hlavní nevýhody patří vyšší pořizovací cena zařízení a také mnohdy, z důvodu letmého uložení vzorků, obtížněji realizovatelný liniový kontakt.



Obrázek 24

6. Koncepce stroje

Navrhovaný zkušební stroj by měl umožnit provádět zkoušky pro různé průměry testovacích vzorků, které by bylo možné nezávisle na sobě měnit včetně různých hodnot prokluzů, měnitelných v určitém rozsahu. Tuto podmínku nejsnáze splníme použitím letmého uložení vzorků resp. samostatné pohonné jednotky pro každý ze vzorků. Na obrázku č. 25 je zobrazeno jednoduché schéma námi navrhovaného zkušebního stroje. V následujících podkapitolách se budeme podrobněji zabývat konstrukčním řešením jednotlivých částí zkušebního stroje. První podkapitola bude věnována způsobu uchycení vzorků na hřídeli. Posléze bude představena koncepce levého, resp. pravého pohonu vzorků.

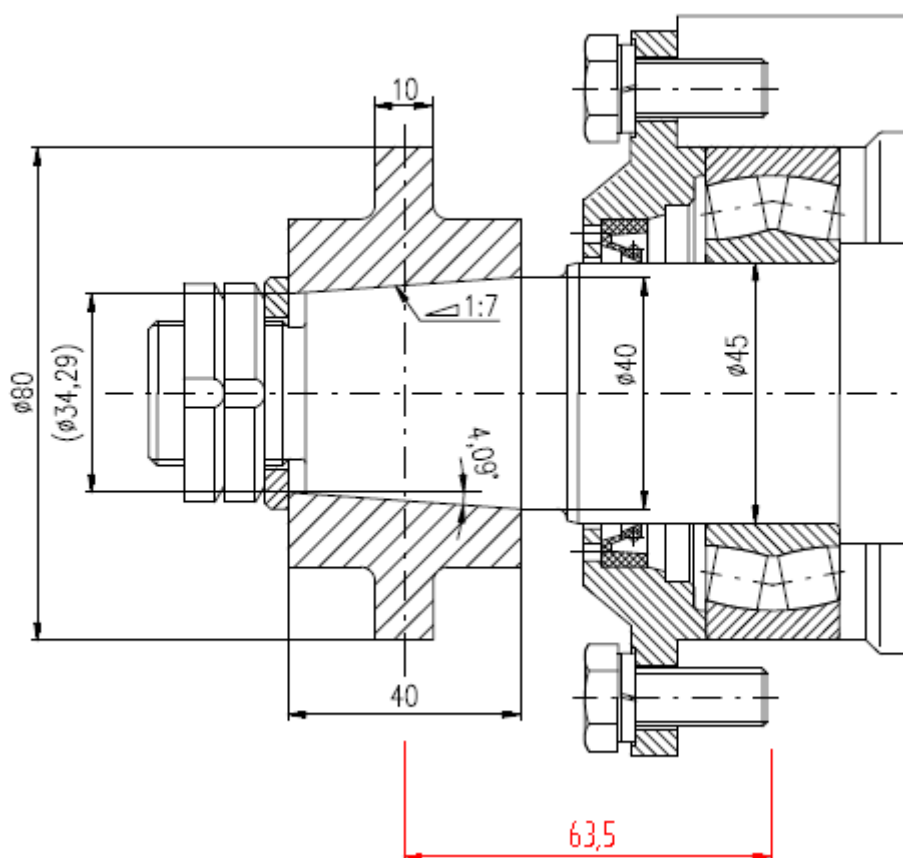


Obrázek 25. : Jednoduché schéma zkušebního stroje

6.1. Způsob uchycení vzorků na hřídeli

Uchycení vzorku na hřídel bylo v případě zkušebního zařízení pro zkoumání kontaktní únavy I., navrženém pracovníky katedry pružnosti a pevnosti VŠB-TUO, realizováno prostřednictvím těsného pera. Toto řešení však se sebou neslo určité problémy díky koncentraci napětí v oblasti drážky pro pero. Účinky koncentrátoru napětí byly navíc umocněny cyklickým střídavým namáháním hřídele se vzorkem. Jisté problémy se také vyskytovaly při sundávání resp. nasazování vzorku na hřídel s perem, u kterého bylo nezbytné použít přípravku pro vyjmutí/nasazení vzorku.

V našem případě bude pro uchycení vzorku na hřídel použito svěrné spojení s kuželovou stykovou plochou (obr. 26). Toto spojení realizujeme tak, že kuželový čep hřídele je vtahován do díry v náboji pomocí šroubového spoje s maticí (talířovými pružinami). Tím dojde k vzepření kuželového čepu v náboji a ke vzniku silového styku, který je charakterizován dotykovým tlakem p_{DOT} .



Obrázek 26 : Uchycení vzorků na hřídeli

6.1.1. Návrh a výpočet svěrného spojení [1]

V prvním kroku zvolíme kuželovitost čepu, která se volí v rozmezí 1:5 až 1:10, přičemž příliš malá kuželovitost znesnadňuje uvolňování spoje. V našem případě volíme kuželovitost o velikosti 1:7, nebo-li $K = 7$.

Úhel kužele poté vypočteme ze vztahu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{1}{2 \cdot K}\right), \text{ po dosazení } \alpha = 4,08^\circ \quad (14)$$

Na základě předchozích odhadů volíme délku kuželového spoje $l_k = 40$ mm. Za předpokladu, že známe průměr d_2 , který má hodnotu 40 mm, můžeme poté vypočíst průměr d_1 resp. střední průměr kužele d_s .

$$d_{k1} = d_{k2} - 2 \cdot l_k \cdot \tan \alpha = 34,29 \text{ mm} \quad (15)$$

$$d_{ks} = \frac{d_{k1} + d_{k2}}{2} = 37,14 \text{ mm} \quad (16)$$

U navrženého spoje je však nutné provést kontrolu tlaku v samotném spoji. Vyjdeme ze vztahu:

$$p_{DOT} = \frac{2 \cdot n_b \cdot M_{kp} \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot d_{ks}^2 \cdot l_k \cdot f} < p_{DOV \cdot DOT} \quad (17)$$

Kde p_{DOV} je dovolená hodnota dotykového tlaku ve spoji, pro ocel volíme 100 MPa.

n_b ...bezpečnost (obvykle $n > 2$), volíme $n = 2,5$ vzhledem k charakteru zatížení

M_{kp} ...Přenášený kroutící moment, volíme $M_k = 200$ N.m

d_{ks} ...střední průměr, $d_s = 37,14$ mm

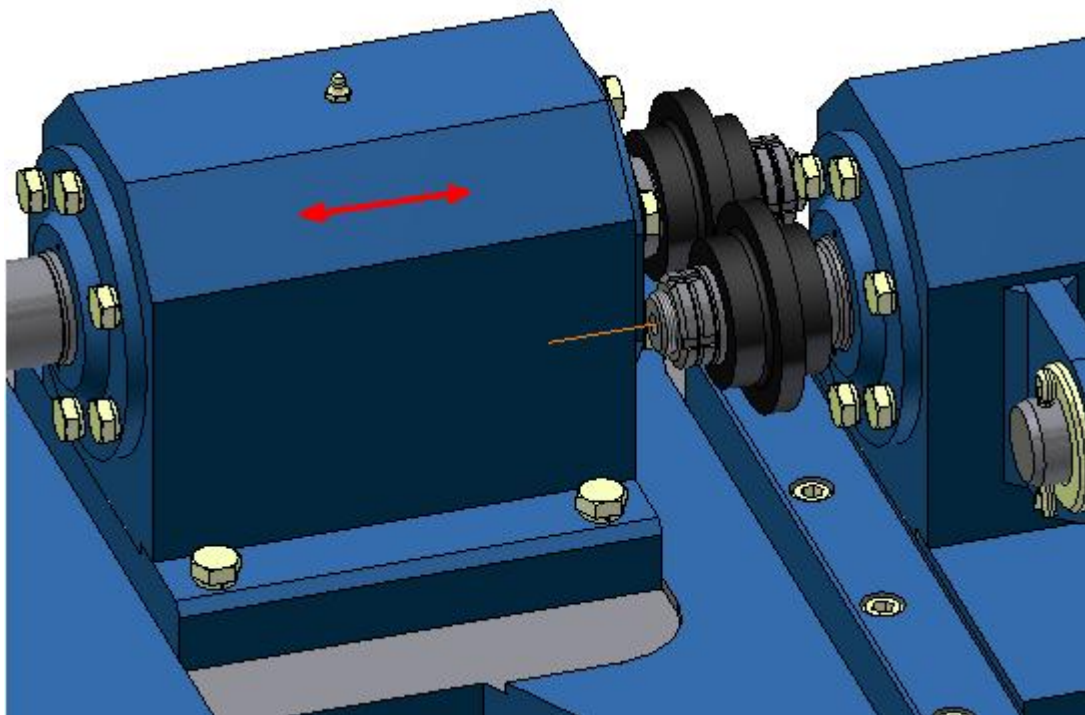
l_k ...délka kuželového spoje, $l = 40$ mm

f ...součinitel tření pro suchou plochu – ocel na oceli, $f = 0,15$

Po dosazení výše uvedených hodnot dostáváme $p_{DOT} = 29,12$ MPa, p splňuje podmínku $p_{DOT} < p_{DOV \cdot DOT}$.

Nutno dodat, že svěrné spojení bylo záměrně naddimenzováno z důvodu prevence před případným protočením vzorku na hřídeli v důsledku přetížení.

Vlivem výrobních nepřesností, ale také díky provozu, může dojít k určitému axiálnímu posunu polohy zkušebního vzorku na kuželi. Z tohoto důvodu by bylo dobré navrhnout způsob jemné regulace posuvu hlavního ložiskového domku v axiálním směru pro zadní vzorek, pomocí stavěcích šroubů (schématicky znázorňeno na obr. 27).



Obrázek 27: Schematické znázornění axiálního posuvu

6.1.2. Kontrola průměru hřídele

Z obrázku č. 26 je patrné, že nejvíce namáhané místo se vyskytuje pod ložiskem, které je jednak namáháno krutem, ale také ohybem od působící přitlačné síly.

Velikost přitlačné síly: $F = 8370 \text{ N}$ *

Rameno působící síly F : $l_F = 63,5 \text{ mm}$

Max. kr. moment $M_{k \text{ MAX}}$: $M_{k \text{ MAX}} = 200 \text{ N}\cdot\text{m}$ **

* Pozn.: platí pro vyvození maximálního kontaktního tlaku p_0 o velikosti 1200 MPa na vzorku o šířce $b = 10 \text{ mm}$

**Pozn: Jedná se o jmenovitý moment motoru

Díky výše uvedeným veličinám je možno vypočítat redukovaný ohybový moment podle hypotézy maximálního smykového napětí:

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + M_{k \text{ MAX}}^2} = \sqrt{(F \cdot l_F)^2 + M_{k \text{ MAX}}^2} \quad (18)$$

Po dosazení dostáváme:

$$M_{red} = 568,7 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Minimální hodnota průměru hřídele je u kombinovaného namáhání na ohyb a krut dána následujícím vztahem [12]:

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} \quad (19)$$

Přičemž σ_{Do} volíme v rozmezí 60 až 80 MPa, v našem případě volíme 80 MPa z důvodu použití oceli vyšší pevnosti.

Následně $d_{min} = 41,6 \text{ mm}$. Průměr hřídele pod ložiskem v našem případě činí 45 mm, což vyhovuje podmínce $d \geq d_{min}$.

6.1.3. Kontrola průměru hřídele pro případ zkoušek s volným odvalováním

Navrhované zkušební zařízení rovněž umožňuje provádět zkoušky s volným odvalováním vzorků. Pro tento případ zkoušek budeme schopni prostřednictvím přímočarého hydromotoru vyvodit maximální kontaktní tlak o velikosti až 2000 MPa ve středu kontaktní plochy (použitý přímočarý hydromotor samozřejmě umožňuje vyvinout vyšší hodnoty max. kontaktních tlaků, které by se sebou přinášely nutnost úpravy průměru hřídelí u ložiskových domků č. 1 a 3). Nutno podotknout, že šířka kontaktní plochy vzorků bude v případě zkoušek s volným odvalováním rovna hodnotě $b = 5 \text{ mm}$.

Z obrázku č. 26 je opět patrné, že nejvíce namáhané místo se vyskytuje pod ložiskem, které je v případě zkoušek s volným odvalováním namáháno pouze ohybem.

Velikost přitlačné síly: $F = 11625 \text{ N}$ *

Rameno působící síly F: $l_F = 63,5 \text{ mm}$

* Pozn.: platí pro vyvození maximálního kontaktního tlaku p_0 o velikosti 2000 MPa na vzorku o šířce $b = 5 \text{ mm}$

Dále platí:

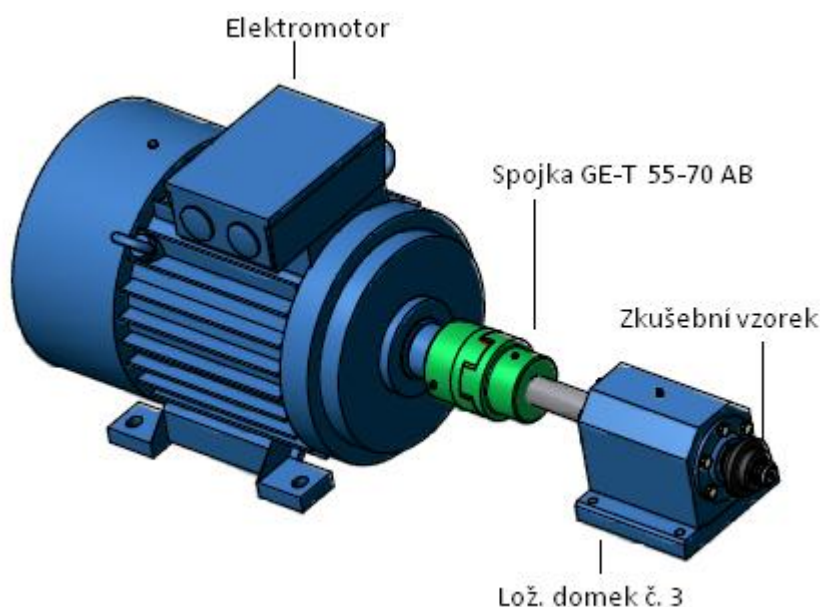
$$M_{red} = M_o = F \cdot l_F = 738,18 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (20)$$

S využitím vztahu (19) dojdeme k hodnotě $d_{\min} = 45,4 \text{ mm}$.

Průměr hřídele pod ložiskem je v našem případě roven hodnotě $d = 45 \text{ mm}$ (viz obr. 26). V případě, že použijeme vzorky s šířkou kontaktní plochy $b = 5 \text{ mm}$ je pro nás maximální kontaktní tlak p_0 o velikosti 2000 MPa limitní hodnotou. Pokud bychom chtěli použít vzorky o větší šířce kontaktní plochy, nebo dosáhnout vyšší hodnoty max. kontaktního tlaku, bylo by nutno provést konstrukční úpravy obou ložiskových domků (č. 1 a 3).

6.2. Koncepce levého pohonu

Mezi hlavní části levého pohonu (obr. 28) patří ložiskový domek č. 3, pružná spojka a elektromotor. Na následujících řádcích si podrobněji rozebereme konstrukční řešení ložiskového domku spolu se způsobem uchycení domku k upínacímu plechu.



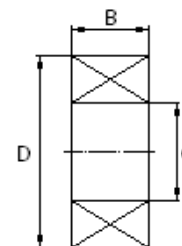
Obrázek 28: 3D zobrazení levého pohonu

6.2.1. Konstrukční řešení ložiskového domku č. 3

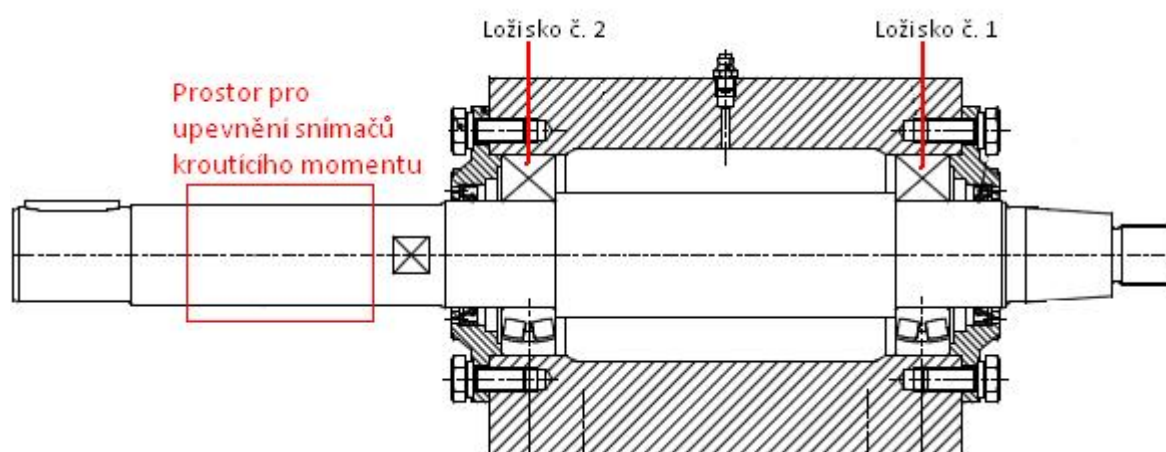
Samotný ložiskový domek č. 3 (obr. 29) se skládá z tělesa domku, dvou závěrných vík, dvou dvouřadých soudečkových ložisek typu 222 09E (SKF), hřídele a dvou hřídelových těsnících kroužků typu G 45-60-8 (Gufero). Důvodem použití dvouřadých naklápěcích soudečkových ložisek je namáhání jak v radiálním, tak axiálním směru. V případě vyosení vzorků vůči sobě, dojde ke vzniku axiálních sil, které musí ložiska zachytit. Parametry ložiska jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab č. 2

Dvouřadé naklápěcí soudečkové ložisko typ: 22209E						
Rozměry [mm]			Základní únosnost [kN]		Mezní frekvence otáčení pro mazání [min ⁻¹]	
d	D	B	Dynamická C _r	Statická C _{0r}	Plastickým mazivem	olejem
45	85	23	94	108	5300	6700



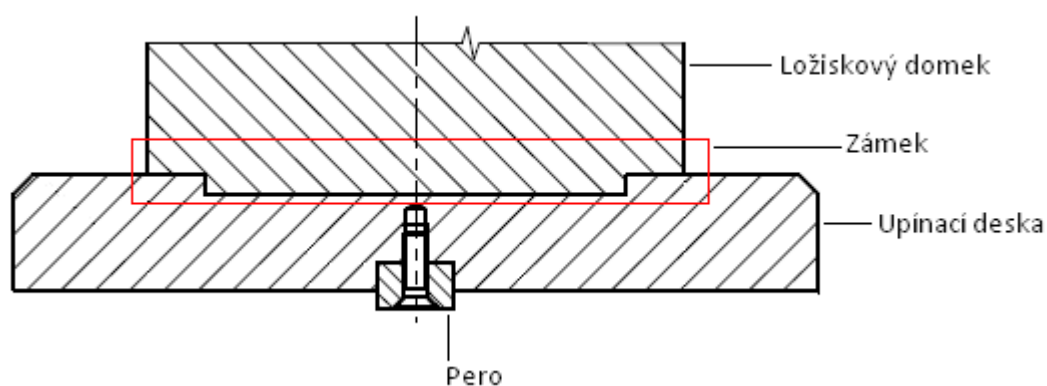
Závěrná víka jsou šroubově uchycena k čelním plochám tělesa lož. domku a jsou v nich nalisována hřídelová těsnění, zabraňující úniku plastického maziva. Vnější plochy tělesa domku jsou frézovány, vnitřní plochy naopak soustruženy na požadovanou drsnost (lícované plochy pro uložení ložisek a závěrných vík).



Obrázek 29: Řez ložiskovým domkem č. 3

Vnitřní střední část tělesa domku (mezi ložisky) je soustružena na větší průměr, než je průměr vnějších kroužků ložisek (pro snadnější montáž hřídele spolu s ložisky do tělesa domku). Během otáčení hřídele jsou obvodově zatíženy vnitřní kroužky ložisek, proto jsou pevně uloženy na hřídeli. Vnější kroužky ložisek jsou zatíženy bodově, proto jsou v tělese uloženy suvně. Po nalisování ložisek na hřídel je daná sestava vložena do tělesa domku a proti axiálnímu posuvu a zamezení úniku maziva šroubově jištěna závěrnými víky. Horní část ložiskového domku je opatřena kulovou maznicí, která umožňuje doplnění maziva pro ložiska. Spodní část tělesa domku je opatřena frézovaným zámkem (obr. 30a, obr. 30b),

umožňujícím pevné (nepohyblivé) uložení do upínací desky. Upínací deska spolu s lož. domkem je poté šroubově uchycena k upínacímu plechu, sloužícímu k upnutí pravého a levého pohonu, a jištěna perem proti radiálnímu i axiálnímu posuvu během chodu zařízení. V případě absence pera by mohlo dojít ke stříhu šroubů, držících upínací desku k upínacímu plechu.

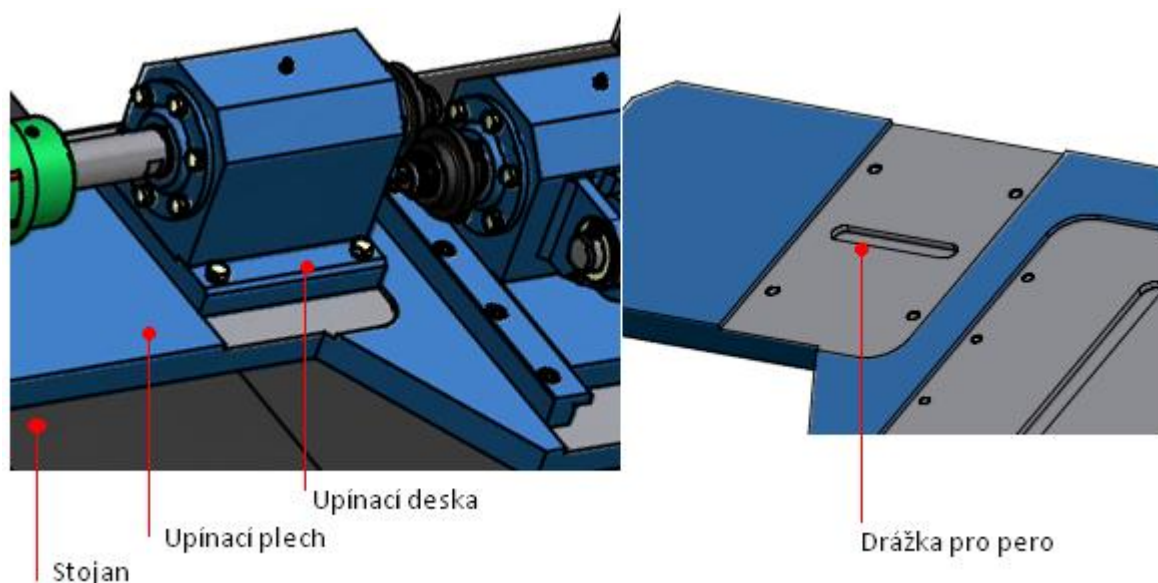


Obrázek 30a: Způsob uchycení lož. domku k upínací desce resp. celého celku k upínacímu plechu

Hřídel ložiskového domku je spolu s elektromotorem spojena pružnou spojkou GE-T 55-70 AB. Parametry použité spojky s použitím pružného segmentu 96° Shore jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab č. 3

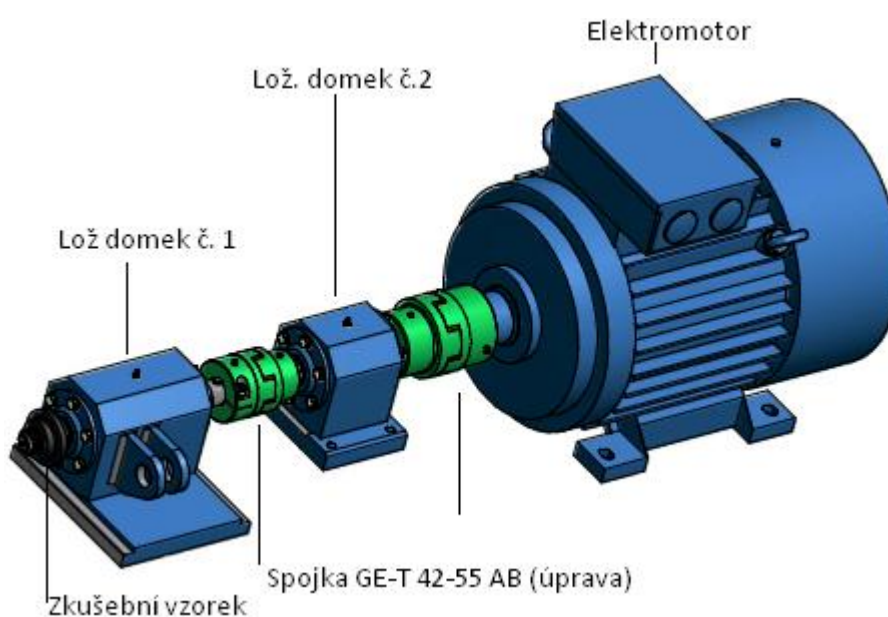
Pružná spojka GE-T 55-70-AB , pružný segment 96° Shore					
nesouosost			Krutící moment		
axiální [mm]	úhel [°]	radiální [mm]	nominální [N·m]	maximální[N·m]	Střídavý [N·m]
2,2	1,1	0,38	625	1250	163



Obrázek 30b: Způsob uchycení lož. domku k upínací desce resp. celého celku k upínacímu plechu

6.3. Koncepce pravého pohonu

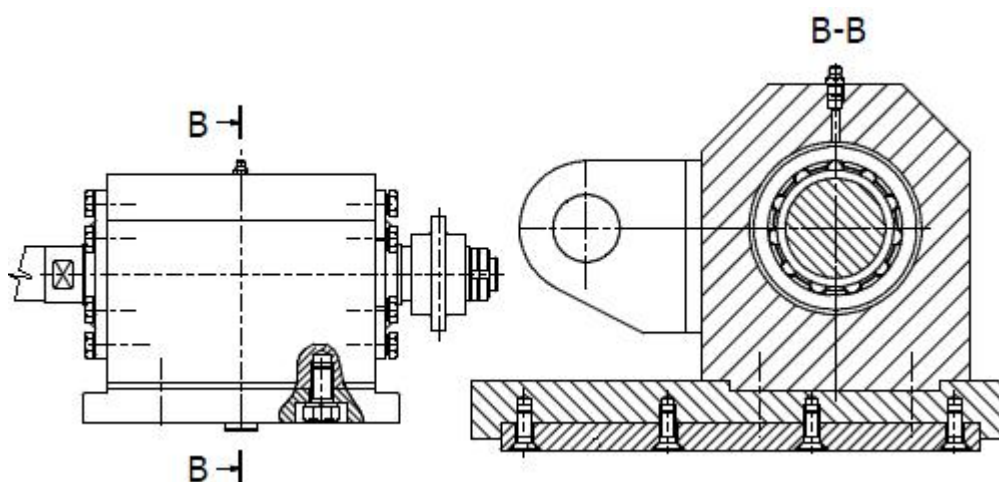
Pohon pravý se skládá z elektromotoru, spojky GE-T 55-70 AB, lož. domku č. 2, upravené spojky GE-T 42-55 AB a ložiskového domku č. 1. V následující podkapitole si představíme koncepci jednotlivých lož. domků včetně popisu úpravy spojky GE-T 42-55 AB, umístěné mezi lož. domkem č. 1 a 2.



Obrázek 31: 3D schéma pravého pohonu

6.3.1. Konstrukční řešení ložiskového domku č. 1

Konstrukční řešení lož. domku č. 1 je prakticky shodné s konstrukcí lož. domku č. 3 (levý pohon). Ložiskový domek č. 1 je však suvně uložen na upínacím plechu pomocí upraveného pera a dvou vodících lišt. Pero je šroubově uchyceno v drážce dolní části ložiskového tělesa (obr. 32). Na tělese domku jsou přivařeny dva úchyty pro upevnění předního závěsného oka přímočarého hydromotoru (PHM), který zajišťuje potřebný přítlak na zkušební vzorek, a to řízením hydraulického obvodu PHM.



Obrázek 32: Uchycení pera

Přenos kroutícího momentu mezi ložiskovým domkem č. 1 a 2 zajišťuje upravená pružná spojka GE-T 42-55 AB. Hnaný kotouč této spojky je radiálně rozříznut a upraven na svěrné spojení pomocí dvou šroubů, které umožňují pevné uložení náboje hnaného kotouče na hřídeli lož. domku č. 1. Po jejich uvolnění je možný suvný posuv hnaného kotouče a pružného segmentu po hřídeli lož. domku v délce 25 mm, tímto dojde k rozpojení spojky a pomocí PHM je možné odsunutí lož. domku č. 1 pro potřebu stažení kuželového náboje zkušební vzorku z hřídele lož. domku.

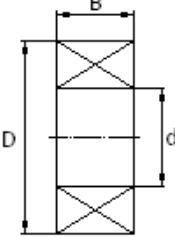
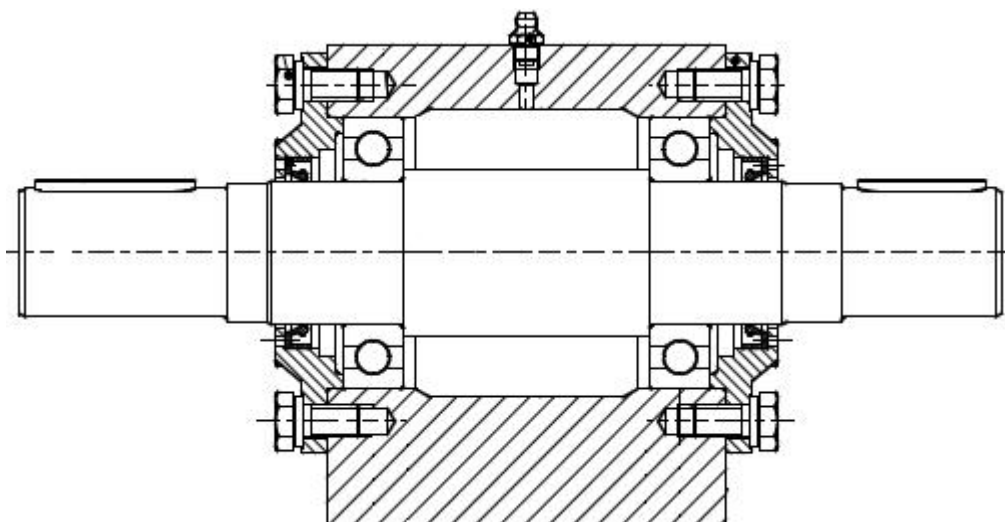
6.3.2. Konstrukční řešení ložiskového domku č. 2

Ložiskový domek č. 2 (obr. 33 - řez) je šroubově uchycen k upínací desce, v případě většího průměru zkušební vzorku je možný jeho radiální posuv v délce 50 mm. S elektromotorem je spojen pružnou spojkou GE-T 55-70 AB. Konstrukčně je řešen obdobně jako lož. domky č. 1 a 3, vyjma použitých ložisek. Vzhledem k tomu, že ložiska domku č. 2

přednášejí pouze kroutící moment a otáčky na lož. domek č.1 , jsou použita jednořadá kuličková ložiska typu 6209 (SKF), parametry ložiska jsou uvedeny v následující tabulce.

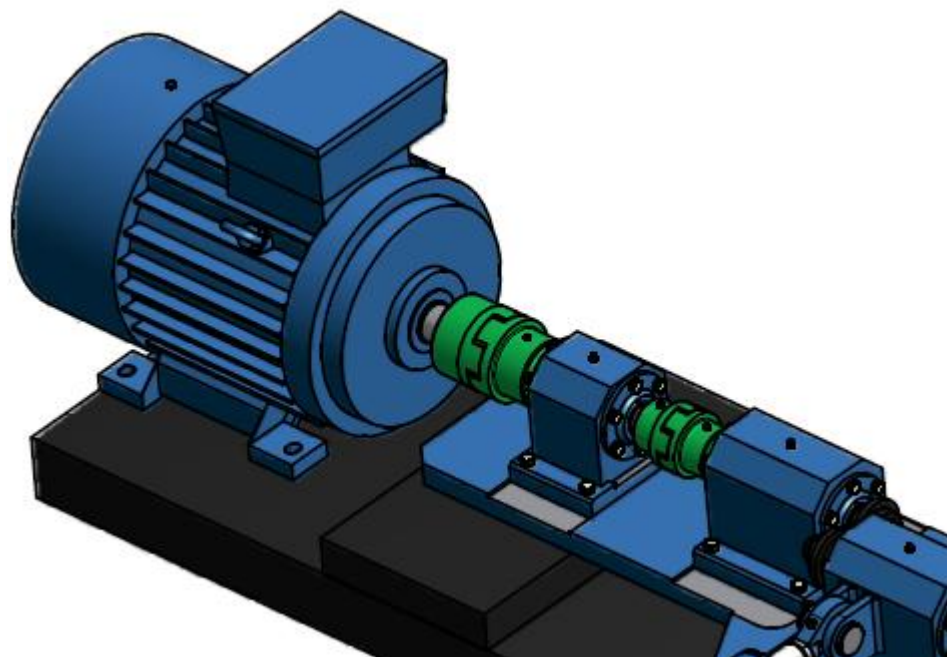
Tab č. 4

Jednořadá kuličkové ložisko typ: 22209E						
Rozměry [mm]			Základní únosnost [kN]		Mezní frekvence otáčení pro mazání [min ⁻¹]	
d	D	B	Dynamická C _r	Statická C _{0r}	Plastickým mazivem	olejem
45	85	19	32,9	20,3	7900	9400

Obrázek 33: Řez ložiskovým domkem č. 2

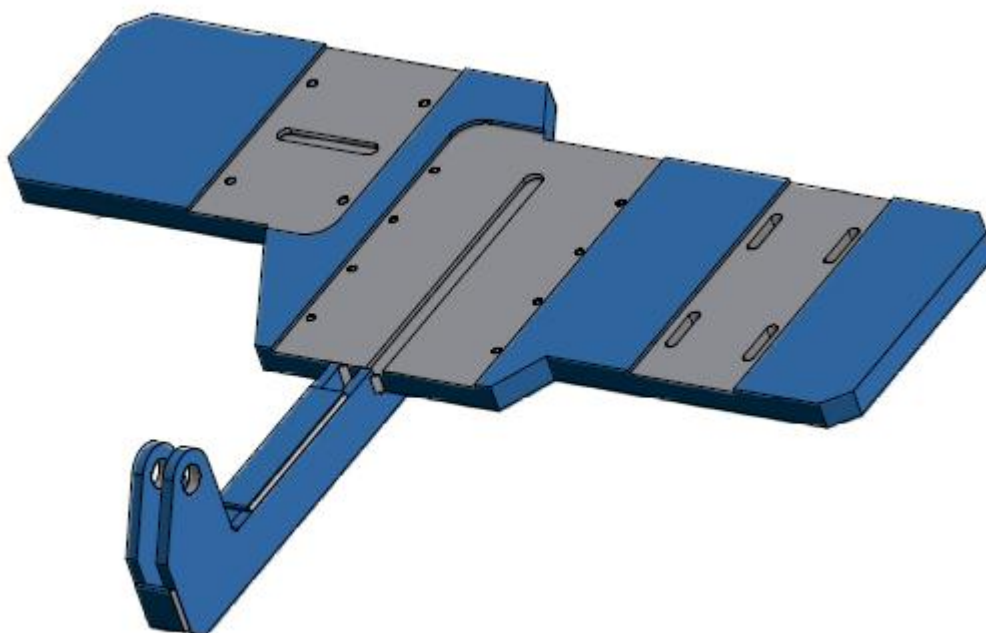
S využitím lož. domku č. 2 docílíme možnosti většího pracovního vyosení lož. domku č. 1 vzhledem k elektromotoru. Díky dvěma použitým pružným spojkám bude také dosaženo lepšího tlumení zpětných rázů do motoru. Obdobné řešení bychom mohli použít u levého pohonu (obr 34).



Obrázek 34: Řešení levého pohonu s využitím dvou ložiskových domků

6.4. Upínací plech

Upínací plech slouží k uchycení levého a pravého pohonu vyjma elektromotorů, které budou šroubově uchyceny a napínacími šrouby ustaveny do polohy na rámu. K upínacímu plechu je rovněž přivařen úchyt, sloužící k uchycení zadního závěsného oka PHM.



Obrázek 35: 3D schéma upínacího plechu

7. Výpočet životnosti ložisek

Výpočet životnosti ložisek bude proveden pouze pro ložiskové domky č. 1 a 3, ve kterých jsou ložiska namáhána poměrně velkými axiálními silami. V prvním kroku provedeme výpočet reakcí pod jednotlivými ložisky. Vypočtené reakce poté využijeme k určení životnosti ložisek použitých ve výše uvedených lož. domcích.

7.1. Výpočet reakcí

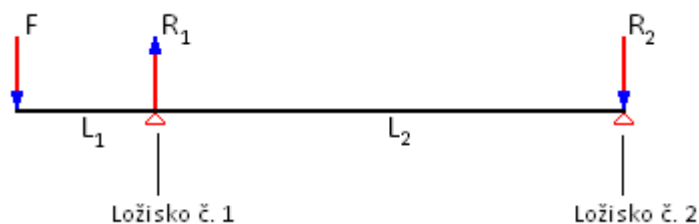
K výpočtu reakcí využijeme obrázku č. 36, který schematicky znázorňuje ložiskové domky č. 1 resp. č. 2.

Vstupní hodnoty:

$$F = 8370 \text{ N}$$

$$L_1 = 63,5 \text{ mm}$$

$$L_2 = 169,4 \text{ mm}$$



Obrázek 36

Platí:

$$-F + R_1 + R_2 = 0 \quad (21)$$

$$F \cdot L_1 + R_2 \cdot L_2 = 0 \quad (22)$$

Z rovnice (21) vypočteme reakci R_2 :

$$R_2 = -F \cdot L_1 / L_2 = -3137,5 \text{ N}$$

Z rovnice (20) poté vypočteme reakci R_1 , $R_1 = F - R_2 = 11507,5 \text{ N}$

7.2. Výpočet životnosti ložisek

Při výpočtu životnosti ložiska v provozních hodinách vycházíme ze vztahu:

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P_z} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (23)$$

kde C ... základní dynamická únosnost ložiska [N]

P_z ... zatížení ložiska [N]

p ... exponent typu ložiska (kuličkové ložiska = 3, ostatní = 3,333)

n ... otáčky ložiska [ot/min]

Ložisko č. 1:

$C = 94000$ N (Viz. tabulka č. 2); $P_z = R_1 = 11507,5$ N; $p = 3,333$; $n = 1500$ ot/min

Po dosazení do vztahu (23) :

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P_z} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{94000}{11507,5} \right)^{3,333} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 121959,7 \text{ hod}$$

Ložisko č. 2:

$C = 94000$ N (Viz. tabulka č. 2); $P_z = R_2 = 3137,5$ N; $p = 3,333$; $n = 1500$ ot/min

Po dosazení do vztahu (23) :

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P_z} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{94000}{3137,5} \right)^{3,333} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 9,269 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

8. Závěr

Původním cílem diplomové práce bylo navrhnout úpravy stávajícího zkušebního zařízení pro výzkum kontaktní únavy, (viz podkapitola 2.1.6 : Zkušební zařízení pro zkoumání kontaktní únavy VŠB-TUO I.) a to zejména v oblasti uchycení testovacích vzorků a realizace přítláčné síly. Na základě pozdějších diskuzí a úvah bylo přistoupeno k návrhu nového zkušebního stroje, vyznačujícího se zejména novým způsobem uchycení vzorků pomocí svěrného spojení s kuželovou stykovou plochou a generací prokluzu prostřednictvím dvou pohonných jednotek a dále také odlišnou realizací přítláčné síly prostřednictvím přímočarého hydromotoru. V případě zkoušek s prokluzem je zkušební zařízení schopno vyvinout maximální kontaktní tlak o velikosti 1200 MPa ve středu kontaktní plochy. Tento údaj se váže zejména k rozměrům zkušebních vzorků, konkrétně k jejich průměru a šířce kontaktní plochy. Maximální otáčky pro zkoušky s prokluzem jsou stanoveny na hodnotu 1500 ot/min. U zkoušek s volným odvalováním jsme schopni dosáhnout maximálního kontaktního tlaku o velikosti 2000 MPa v případě vzorků o průměru 85 mm a šířce kontaktní plochy o velikosti 5 mm. V kapitole č. 6 je podrobně popsáno řešení jednotlivých částí a strojních uzlů navrženého zkušebního zařízení. Součástí diplomové práce je rovněž hlavní sestavný výkres zkušebního zařízení spolu s podsestavnými výkresy jednotlivých celků .

9. Seznam literatury

- [1] PUPAZA D.; BEYNON, J.H. *The use of vibration monitoring in detecting the initiation and prediction of corrugations in rolling-sliding contact wear.* Wear, 1994, Vol. 177, p. 175-183.
- [2] CLAYTON P.; SU, X. *Surface initiated fatigue of pearlitic and bainitic steels under water lubricated rolling/sliding contact.* Wear, 1996, Vol. 200, p. 63-73.
- [3] TYFOUR, W.R.; BEYNON, J.H.; KAPOOR, A. *Deterioration of rolling contact fatigue life of pearlitic rail steel due to dry-wet rolling/sliding line contact.* Wear, 1996, Vol. 197, p. 255-265.
- [4] BEYNON, J.H.; GARNHAM, J.E.; SAWLEY, K.J. *Rolling contact fatigue of three pearlitic rail steels.* Wear, 1996, Vol. 192, p. 94-111.
- [5] RONG-TSONG, L.; YUANG-CHERNG, CH.; CHANG, J.H. *Effects of pre-rolling and metal removal of the fatigue life of lubricated rolling/sliding contact.* Wear, 1998, Vol. 217, p. 95-103.
- [6] KOAN-SON, BAEK; KEIJI, KYOGOKU; TSUNAMITSU, NAKAHARA. *An experimental investigation of transient traction characteristics in rolling-sliding wheel/rail contacts under dry-wet conditions.* Wear, 2007, Vol. 263, p. 169-179.
- [7] NAKAJIMA, A.; MAWATARI, T.; YOSHIDA, M.; TANI, K.; NAKAHIRA, A. *Effects of coating thickness and slip ratio on durability of thermally sprayed WC cermet coating in rolling/sliding contact.* Wear, 2000, Vol. 241, p. 166-173.
- [8] ŠTENČEK, M. *Sestavování map přizpůsobení pro kontaktní úlohy.* FS VŠB- TUO, Ostrava, 2006. Bakalářská práce v oboru Aplikovaná mechanika. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Halama, Ph.D. 49 s.
- [9] HALAMA, R. *Řešení elastoplastické napjatosti v bodovém styku dvou zakřivených těles pomocí MKP.* FS VŠB-TUO, Ostrava, 2005. Disertační práce v oboru Aplikovaná mechanika. Vedoucí disertační práce prof. Ing. Jiří Lenert, Csc. 109 s.
- [10] FLETCHER, B.I.; BEYNON, J.H. *Equilibrium of crack growth and wear rates during unlubricated rolling-sliding contact of pearlitic rail steel.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2000, Vol. 214, p. 93-105.
- [11] TYFOUR, W.R.; BEYNON, J.H.; KAPOOR, A. *The steady state wear behavior of pearlitic rail steel under dry rolling-sliding contact condition.* Wear, 1995, Vol. 180, p. 79-89.
- [12] BOLEK, A.; KOCHMANN, J. A KOL. *Části strojů, 1. svazek, SNTL, Praha, 1989. 775 s.*
- [13] KALÁB, K. *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj.* Vysokoškolská příručka, Ostrava, 2003. 31 s.

10. Přílohy

Číslo výkresu	Název výkresu
1-100-09	Zkušební zařízení pro kontaktní únavu
3-109-09	Spojka GE-T 42-55 AB (úprava hnaného kotouče)
1-101-09	Pohon pravý
2-102-09	Pohon levý
1-107-09	Plech upínací
3-103-09	Přímočarý hydromotor PHM 80/45-70
2-106-09	Ložiskový domek – 3
3-105-09	Ložiskový domek – 2
2-104-09	Ložiskový domek – 1